

TUGAS AKHIR - TM 141585

**ANALISIS PENGARUH *REDESIGN* TRANSMISI DAN
FINAL DRIVE GEAR TERHADAP KARAKTERISTIK
TRAKSI HONDA NEW JAZZ RS 2010 UNTUK
KEJUARAAN *DRAG RACE***

I PUTU GEDE JAYA LAKSANA
NRP 2112 100 003

Dosen Pembimbing
Prof. Ir. I Nyoman Sutantra, M.Sc. Ph.D.

JURUSAN TEKNIK MESIN
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2017



TUGAS AKHIR – TM141585

**ANALISIS PENGARUH *REDESIGN* TRANSMISI DAN
FINAL DRIVE GEAR TERHADAP KARAKTERISTIK
TRAKSI HONDA NEW JAZZ RS 2010 UNTUK
*KEJUARAAN DRAG RACE***

I PUTU GEDE JAYA LAKSANA
NRP. 2112100003

Dosen Pembimbing:
Prof. Ir. I Nyoman Sutantra, M.Sc. Ph.D.

PROGRAM SARJANA
JURUSAN TEKNIK MESIN
FAKULTAS TEKNOLOGI INDUSTRI
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER
SURABAYA 2017



FINAL PROJECT – TM141585

**ANALYSIS OF TRANSMISSION AND FINAL DRIVE
GEAR REDESIGN TO CHARACTERISTICS OF
TRACTION ON NEW HONDA JAZZ RS 2010 FOR
DRAG RACE CHAMPIONSHIPS**

I PUTU GEDE JAYA LAKSANA
NRP. 2112100003

Advisory Lecturer
Prof. Ir. I Nyoman Sutantra, M.Sc. Ph.D.

BACHELOR PROGRAM
DEPARTMENT OF MECHANICAL ENGINEERING
FACULTY OF INDUSTRIAL TECHNOLOGY
SEPULUH NOPEMBER INSTITUTE OF TECHNOLOGY
SURABAYA 2017

**ANALISIS PENGARUH *REDESIGN* TRANSMISI DAN
FINAL DRIVE GEAR TERHADAP KARAKTERISTIK
TRAKSI HONDA NEW JAZZ RS 2010 UNTUK
KEJUARAAN *DRAG RACE***

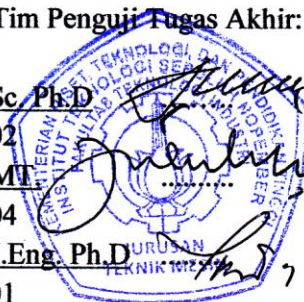
TUGAS AKHIR

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik
pada
Program Studi S-1 Jurusan Teknik Mesin
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh:

I PUTU GEDE JAYA LAKSANA
NRP. 2112 100 003

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir:

1. Prof. Ir. I N. Sutantra, M.Sc. Ph.D (Pembimbing)
NIP: 195106051978031002
 2. Ir. Julendra B. Ariatedja, MT (Penguji I)
NIP: 196807061999031004
 3. Achmad Syaifudin, ST. M.Eng. Ph.D (Penguji II)
NIP: 197909262005011001
- 

SURABAYA

JANUARI, 2017

**ANALISIS PENGARUH *REDESIGN* TRANSMISI DAN
FINAL DRIVE GEAR TERHADAP KARAKTERISTIK
TRAKSI HONDA NEW JAZZ RS 2010 UNTUK
KEJUARAAN DRAG RACE**

Nama Mahasiswa : I Putu Gede Jaya Laksana
NRP : 2112100003
Jurusan : Teknik Mesin FTI-ITS
Dosen Pembimbing : Prof. Ir. I N. Sutantra, M.Sc. Ph.D.

Abstrak

Dunia otomotif belakangan ini berkembang sangat pesat baik di Indonesia dan di dunia. Dengan adanya perkembangan dunia otomotif, perkembangan olahraga otomotif belakangan ikut meningkat. Berbagai olahraga baru dalam bidang otomotif muncul dan peminat yang semakin banyak. Salah satunya pada olahraga Drag Race yang memiliki perkembangan yang sangat pesat. Drag Race adalah suatu olahraga otomotif dengan lintasan lurus sebagai medianya dan kendaraan dengan waktu tercepat adalah pemenangnya. Untuk menjadi pemenang beberapa modifikasi pun harus dilakukan oleh pembalap agar mobil tunggangan mereka menang. Mulai dari sisi body, rangka, mesin dan transmisi. Salah satu yang dimodifikasi adalah sistem transmisi pada mobil tersebut. Pada sistem transmisi terdapat berbagai bagian poros dan roda gigi juga final drive gear. Pada bagian tersebut, rasio tingkatan transmisi dan rasio final drive gear akan dirubah agar dapat meraih torsi, akselerasi dan power yang sesuai agar bisa menjadi pemenang.

Pada penelitian ini, penulis akan melakukan 3 tahap untuk memperoleh bagaimana pengaruh rasio tingkatan transmisi dan rasio final drive gear terhadap karakteristik traksi.

Tahap pertama dilakukan pengujian dyno atau dynotest untuk mendapatkan nilai torsi, power terhadap putaran mesin secara aktual. Kedua pengolahan data secara aktual dan teoritis setiap rasio tingkatan transmisi dan rasio final drive gear. Ketiga membandingkan karakteristik desain baru rasio tingkatan transmisi dan rasio final drive gear terhadap karakteristik traksi yang didapat. Lalu didapatkan hasil yang terbaik untuk digunakan pada kejuaraan Drag Race nanti.

Dari penelitian ini diperoleh hasil sebagai berikut pengaruh rasio final drive gear terhadap karakteristik traksi dari kendaraan New Honda Jazz adalah ketika rasio dari final drive gear meningkat, maka gaya dorong yang dihasilkan oleh kendaraan akan membesar juga. Jika semakin banyak jumlah tingkat transmisinya, maka semakin kecil losses traksi yang terjadi dan begitu sebaliknya. Selain itu semakin banyak jumlah tingkat transmisinya, semakin menurun kecepatan yang dicapai disetiap tingkat transmisi yang sama di masing – masing hasil redesain. Lalu pengaruh redesain setiap tingkat transmisi dan rasio final drive gear terhadap efisiensi transmisi adalah seiring meningkatnya ukuran/ rasio dari final drive gear, maka efisiensi transmisi dari kendaraan meningkat pula. Dengan hasil redesain 6 tingkat cukup jika menggunakan ruang gearbox yang lama lalu final drive gear yang disarankan adalah rasio 4,294 atau 4,687 karena F_{tmax} tidak lebih besar dibandingkan dengan F_{max} dari aspal agar tidak terjadi fenomena slip yang merupakan efek buruk pada kejuaraan dragrace. Dengan rekomendasi setelan yang digunakan, Honda New Jazz RS MT mampu meraih 201 m dengan catatan waktu 10,08 detik

Kata kunci: drag race, dynotest, final drive gear, karakteristik traksi, transmisi

ANALYSIS OF TRANSMISSION AND FINAL DRIVE GEAR REDESIGN TO CHARACTERISTICS OF TRACTION ON NEW HONDA JAZZ RS 2010 FOR DRAG RACE CHAMPIONSHIPS

Student Name : I Putu Gede Jaya Laksana
NRP : 2112100003
Major : Mechanical Engineering FTI-ITS
Adviser : Prof. Ir. I N. Sutantra, M.Sc. Ph.D.

Abstract

World of automotive these days is growing very rapidly both in Indonesia and in the world. Within the development in world of automotive, so the development of the motorsport recently participated growing very rapidly too. Various new motorsport in the field of automotive emerging and fans who are expanding. One of them is Drag Race which has developed very rapidly. Drag Race is a motor sports with a straight trajectory as the media and the racer with the fastest time is the winner. To become a winner a few modifications had to be done by the racer for victory. Starting from the body, frame chassis, engine and transmission. Part of which will be modified is the transmission system in the car. In transmission system there are various parts such as shaft and gears, level of transmission and final drive gear. In the transmission, the ratio of the level of transmission and final drive gear ratio to be changed in order to achieve torque, acceleration, and an appropriate power in order to become a winner.

In this research, the authors will do three stages to obtain the effect from the ratio of the level of transmission and final drive gear ratio of the traction characteristics. The first step is dynotest or dyno testing to obtain actual value of the torque and

power to the rpm of engine at standard conditions from the factory. Second real-time data processing and theoretically every level of transmission ratios and final drive gear ratio. Third comparing the characteristics of new designs and the ratio of the level of transmission final drive gear ratio of the traction characteristics are obtained. Then the best results were obtained, will be applied in the Drag Race Championship later.

From this research result showed that the effect of the final drive gear ratio of the traction characteristics of New Honda Jazz is when the ratio of the final drive gear increases, the thrust generated by the vehicle will be enlarged as well. If more number of transmission rate, the smaller the losses because traction occurs and vice versa. Besides that the greater number of the transmission rate, so the lower the speeds achieved at each level of the same transmission in each result in new design. Then the effect of redesigning every level of the transmission and final drive gear ratio of the transmission efficiency is with increasing size / ratio of final drive gear, the transmission efficiency of the vehicle increased as well. With the results of redesigning 6 levels sufficient if using a gearbox space long ago suggested the final drive gear ratio is 4.294 or 4.687 as F_{tmax} not greater than the f_{max} of the asphalt in order to avoid the phenomenon of slip which is an adverse effect on the drag race championship. With a recommendation setting applied, the Honda New Jazz RS MT able to reach 201 m with a time of 10.08 seconds.

Keywords: Characteristic of Traction, Drag Race, Dynotest, Final Drive Gear, Transmission

KATA PENGANTAR

Dengan mengucapkan “angayu bagia”, puji syukur kehadapan Ida Sang Hyang Widhi Wasa/Tuhan Yang Maha Esa atas rahmat serta petunjuk-Nya sehingga tugas akhir ini dapat terselesaikan sesuai harapan. Tugas akhir ini disusun untuk salah satu syarat memperoleh gelar Sarjana Teknik pada Program Studi S-1 Jurusan Teknik Mesin Fakultas Teknologi Industri, Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya.

Penulis mengucapkan terimakasih kepada pihak yang telah membantu penyusunan tugas akhir ini, diantaranya:

1. I Wayan Sastra dan Suciati selaku orang tua saya serta keluarga besar I Wayan Kondera dan Soetarmoko yang selalu memberikan doa, dukungan dan semangat tanpa henti.
2. Prof. Ir. I Nyoman Sutantra, M.Sc. Ph.D selaku dosen pembimbing yang selalu memberikan masukan, saran dan bantuan secara tulus ikhlas dalam penyusunan tugas akhir ini.
3. Bapak Syaifudin dan Bapak Julendra selaku dosen penguji yang telah meluangkan waktu dan pikirannya untuk memberikan kritik dan saran agar tugas akhir ini lebih sempurna.
4. Keluarga besar Laboratorium Desain Otomotif Teknik Mesin tercinta khususnya Nico, Faisal, Said.
5. Teman – teman M55 yang telah menemani penulis dari awal kuliah hingga dapat menyelesaikan tugas akhir ini di kampus tercinta Teknik Mesin.
6. Yordian Fachri, Bapak Dani, Elysium Motorsport dan Daus SCS yang telah memfasilitasi pada pengujian *dynotest* serta seluruh pihak yang tidak dapat disebutkan satu persatu.

Semoga tugas akhir ini dapat membawa manfaat bagi lingkungan sekitar khususnya dan masyarakat luas pada umumnya.

Surabaya, 5 Januari 2017

Penulis

I Putu Gede Jaya Laksana

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL	
LEMBAR PENGESAHAN	
ABSTRAK	i
ABSTRACT	iii
KATA PENGANTAR.....	v
DAFTAR ISI	vii
DAFTAR GAMBAR	xi
DAFTAR TABEL	xiv
BAB 1 PENDAHULUAN.....	1
1.1 Latar Belakang.....	1
1.2 Rumusan Masalah	3
1.3 Batasan Masalah.....	3
1.4 Tujuan Tugas Akhir.....	4
1.5 Manfaat Tugas Akhir.....	4
BAB 2 TINJAUAN PUSTAKA.....	7
2.1 Kejuaraan Drag Race.....	7
2.2 Hasil Penelitian Terdahulu	8
2.3 Dasar Teori	10
2.3.1 Gaya Dorong Kendaraan	10
2.3.2 Gaya Dorong Pada Kendaraan 2 Poros	11
2.3.3 Gaya Hambatan <i>Rolling</i> (Rr).....	16
2.3.4 Gaya Hambatan Aerodinamik (Ra).....	18
2.3.5 Gerak Lurus Berubah Beraturan(GLBB)	19
2.3.6 Transmisi Manual.....	20
2.3.7 Teori Progressi Geometris untuk <i>Redesign</i> Tingkatan Gigi	23
2.3.8 Daya dan Efisiensi.....	25
2.3.9 Road Load Horse Power (RLHP).....	25
2.3.10 Pengujian Dyno (<i>Dyno Test</i>)	26
2.3.11 Chassis Dynamometer on Wheel	27
BAB 3 METODOLOGI PENELITIAN	29
3.1 <i>Flowchart</i> Penelitian	29
3.2 Flowchart Pengujian Dengan Dynotest	31

3.3	<i>Flowchart</i> Perhitungan	33
3.3.1	<i>Flowchart</i> Perhitungan Gaya Hambat Kendaraan.....	33
3.3.2	<i>Flowchart</i> Perhitungan Gaya Dorong Kendaraan.....	35
3.3.3	<i>Flowchart</i> Perhitungan Kecepatan Kendaraan...	36
3.3.4	<i>Flowchart</i> Perhitungan Perbandingan Gigi Baru dengan Metode Progresi Geometri.....	37
3.4	Data dan Spesifikasi Kendaraan	39
BAB 4	HASIL DAN PEMBAHASAN	41
4.1	Karakteristik Traksi Honda New Jazz RS MT	41
4.1.1	Hasil Dynotest Honda New Jazz RS MT	41
4.1.2	Perhitungan Gaya Hambat Aerodinamis	42
4.1.3	Perhitungan Gaya Hambat <i>Rolling</i>	45
4.1.4	Perhitungan Gaya Dorong Kendaraan Standard Pabrik.....	46
4.1.5	Grafik Gaya Dorong Kendaraan Kondisi <i>Standard</i> Berserta Gaya Hambat	49
4.2	<i>Redesign</i> Rasio Transmisi dengan Metode Progressi Geometri	50
4.2.1	Parameter <i>Redesign</i>	51
4.2.2	Menentukan Rasio Gigi Tingkat 1	52
4.2.3	Menentukan Gigi Tingkat Terakhir.....	53
4.2.4	Menentukan Jumlah Tingkat Transmisi	54
4.3	Pembahasan Grafik Karakteristik Traksi Hasil <i>Redesign</i> Dengan <i>Final Drive Gear Standard</i>	56
4.3.1	Grafik Karakteristik Traksi 3 Tingkat Transmisi	56
4.3.2	Grafik Karakteristik Traksi 4 Tingkat Transmisi	58
4.3.3	Grafik Karakteristik Traksi 5 Tingkat Transmisi	59
4.3.4	Grafik Karakteristik Traksi 6 Tingkat Transmisi	61
4.3.5	Grafik Karakteristik Traksi 7 Tingkat Transmisi	63
4.3.6	Komparasi Hasil <i>Redesign</i> Dengan <i>Final Drive Gear Standard</i>	65
4.4	Hasil <i>Redesign</i> Dengan Memvariasikan <i>Final Drive Gear</i>	67

4.5 Pembahasan Grafik Power Terhadap Kecepatan Pada Setiap Hasil Redesign.....	69
4.6 Gambar Hasil Redesain	73
4.7 Rekomendasi Setelan.....	74
BAB 5 KESIMPULAN DAN SARAN	77
5.1 Kesimpulan.....	77
5.2 Saran	78
DAFTAR PUSTAKA.....	81
BIODATA PENULIS	

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

DAFTAR GAMBAR

Gambar 1. 1	Tipe mobil pada kejuaraan drag race (Ferry, 2016)	2
Gambar 2. 1	Mobil <i>dragrace</i> saat kejuaraan (Ikatan Motor Indonesia, 2016)	7
Gambar 2. 2	Karakteristik traksi Toyota Fortuner 4.0 V6 SR (Wardana, 2016)	8
Gambar 2. 3	Grafik gaya dorong terhadap kecepatan dengan <i>sprocket 52 rim velg 15</i>	9
Gambar 2. 4	Gaya – gaya yang bekerja pada kendaraan 2 poros	11
Gambar 2. 5	Distribusi daya, torsi, dan putaran penggerak roda depan	16
Gambar 2. 6	Momen dan gaya hambatan <i>rolling</i> (Sutantra & Sampurno, 2010)	17
Gambar 2. 7	Grafik pengaruh tekanan ban pada f_o dan f_s (Taborek, 1957)	18
Gambar 2. 8	Contoh transmisi tipe manual (eagletransmission, 2016)	21
Gambar 2. 9	Contoh transformasi gaya dorong untuk setiap tingkat transmisi (Sutantra & Sampurno, 2010)	22
Gambar 2. 10	Grafik pemilihan perbandingan gigi dengan rasio geometri (Sutantra & Sampurno, 2010)	23
Gambar 2. 11	Contoh hasil dari <i>dynotest</i> (Hogerwerf, 2015)	26
Gambar 2. 12	<i>Chassis dynamometer on wheel</i> (Hogerwerf, 2015)	27
Gambar 3. 1	Skema pengujian <i>dynotest</i>	33
Gambar 4. 1	Grafik Power dan torsi terhadap putaran mesin hasil uji <i>dynotest</i>	41
Gambar 4. 2	Grafik gaya hambat aerodinamis (R_a)	43
Gambar 4. 3	Luas area frontal	44

Gambar 4. 4	Grafik gaya hambat <i>rolling</i> (R_r).....	46
Gambar 4. 5	Grafik gaya dorong kendaraan kondisi <i>standard</i> ..	47
Gambar 4. 6	Grafik gaya dorong kendaraan kondisi <i>standard</i> berserta gaya hambat	49
Gambar 4. 7	Grafik gaya dorong kendaraan dengan 3 tingkat transmisi berserta gaya hambat	56
Gambar 4. 8	Grafik gaya dorong kendaraan dengan 4 tingkat transmisi berserta gaya hambat	58
Gambar 4. 9	Grafik gaya dorong kendaraan dengan 5 tingkat transmisi berserta gaya hambat	60
Gambar 4. 10	Grafik gaya dorong kendaraan dengan 6 tingkat transmisi berserta gaya hambat	61
Gambar 4. 11	Grafik gaya dorong kendaraan dengan 7 tingkat transmisi berserta gaya hambat	63
Gambar 4. 12	Grafik komparasi gaya dorong maksimum setiap hasil redesain	65
Gambar 4. 13	Grafik komparasi kecepatan maksimum setiap tingkat transmisi	66
Gambar 4. 14	Grafik power terhadap kecepatan dengan 3 tingkat transmisi	70
Gambar 4. 15	Grafik power terhadap kecepatan dengan 4 tingkat transmisi	70
Gambar 4. 16	Grafik power terhadap kecepatan dengan 5 tingkat transmisi	71
Gambar 4. 17	Grafik power terhadap kecepatan dengan 6 tingkat transmisi	71
Gambar 4. 18	Grafik power terhadap kecepatan dengan 7 tingkat transmisi	72
Gambar 4. 19	Gambar hasil redesain dengan 7 tingkat transmisi	73
Gambar 4. 20	Grafik akselerasi pada hasil redesain 6 tingkat ...	75

Gambar 4. 21	Grafik Jarak Terhadap Waktu	76
---------------------	-----------------------------------	----

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

DAFTAR TABEL

Tabel 2. 1 Harga Rata - rata dari koefisein hambatan rolling untuk berbagai jenis ban kendaraan dan berbagai kondisi jalan (Sutantra & Sampurno, 2010)	18
Tabel 3. 1 Spesifikasi Honda New Jazz RS MT	39
Tabel 4. 1 Parameter	51
Tabel 4. 2 Tabel karakteristik pada setiap <i>final drive gear</i>	67
Tabel 4. 3 Tabel hasil redesain dengan 7 tingkat transmisi	73

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

BAB 1

PENDAHULUAN

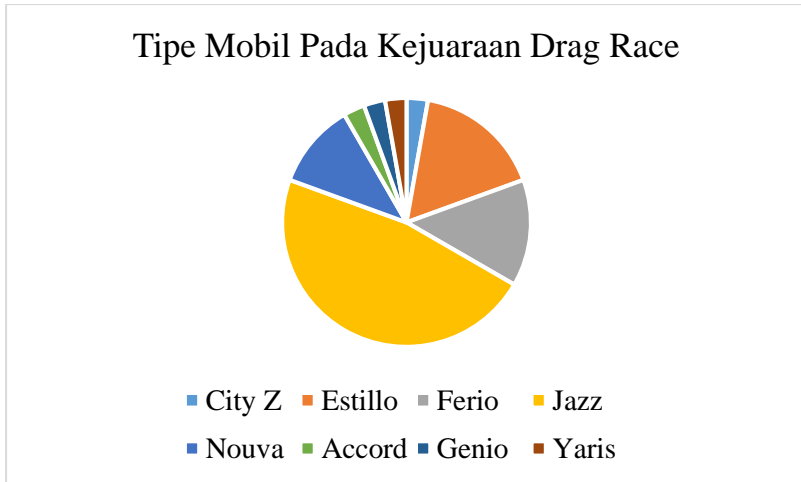
1.1 Latar Belakang

Dunia otomotif belakangan ini berkembang sangat pesat di Indonesia dan di Dunia. Ini terlihat dari teknologi – teknologi yang dipakai pada kendaraan – kendaraan yang beredar di pasaran. Teknologi yang berkembangpun sangat beragam, mulai dari bagian *body*, *chassis*, mesin, transmisi dan fitur – fitur lainnya. Khususnya pada bagian transmisi berkembang sangat pesat, yang semula hanya ada 1 tingkat, hingga sekarang terdapat 8 tingkat transmisi dan yang dulu memakai transmisi manual dan berkembang menjadi otomatis.

Dengan adanya perkembangan teknologi dari otomotif maka perkembangan olahraga otomotif belakangan ini ikut berkembang sangat pesat. Berbagai olahraga baru dalam bidang otomotif muncul dan dengan peminat yang semakin meluas. Salah satunya pada olahraga *Drag Race* yang memiliki perkembangan yang sangat pesat. *Drag Race* adalah suatu olahraga otomotif dengan lintasan lurus sebagai medianya dan pembalap dengan waktu tercepat adalah pemenangnya. *Drag Race* di ikuti mulai dari remaja hingga orang tua. Itu didukung dengan sarana yang semakin banyak dan mudah dijangkau oleh seluruh kalangan termasuk remaja dengan tingkat ekonomi yang ada.

Pada satu tahun terakhir berbagai macam digunakan pada kejuaraan *Dragrace* ini dan diperoleh data sesuai grafik diatas berbagai macam tipe kendaraan yang digunakan oleh pembalap. Terlihat bahwa kendaraan Honda Jazz paling banyak mengikuti kejuaraan *Dragrace* ini dalam setahun terakhir menurut Ikatan Motor Indonesia Jawa Timur (Ferry, 2016). Dalam kompetisi

tersebut selain tipe kendaraan, banyak faktor lainnya penyebab kemenangan. Kemenagan adalah segalanya atau tujuan utama. Oleh karena itu, modifikasi pun harus dilakukan oleh pembalap agar mobil tunggangan mereka menang. Mulai dari sisi *body*, rangka, mesin, dan transmisi.



Gambar 1. 1 Tipe mobil pada kejuaraan drag race (Ferry, 2016)

Salah satu yang dimodifikasi adalah sistem transmisi pada mobil tersebut. Pada sistem transimisi terdapat berbagai bagian baik poros dan roda gigi, salah satunya yaitu tingkatan tranmsisi dan *final drive gear*. Pada bagian tersebut, rasio setiap tingkat transmisi dam rasio *final drive gear* akan dirubah agar dapat meraih torsi, akselerasi, dan power yang lebih. Dengan itu, maka pada kejuaraan *Drag Race* nanti bisa meraih kemenangan. Karena pada kejuaraan *Drag Race* diperlukan akselerasi dan torsi yang tinggi untuk lintasan lurus.

Maka oleh karena itu perlunya melakukan percobaan dan analisis untuk mengetahui pengaruh perubahan rasio setiap tingkatan transmisi dan rasio *final drive gear* terhadap

karakteristik traksi pada mobil. Dengan itu mobil yang dipakai untuk eksperimen bisa menjuarai berbagai kompetisi.

1.2 Rumusan Masalah

Adapun rumusan masalah yang terdapat dalam tugas akhir ini adalah sebagai berikut:

1. Bagaimana pengaruh rasio *final drive gear* terhadap karakteristik traksi yang dihasilkan?
2. Bagaimana pengaruh rasio setiap tingkat transmisi lama dan *redesign* menggunakan teori progressi geometri terhadap karakteristik traksi yang dihasilkan?
3. Bagaimana pengaruh hasil *redesign* setiap tingkat transmisi dan rasio *final drive gear* terhadap efisiensi transmisi yang dihasilkan?
4. Bagaimana pengaruh hasil *redesign* pada kejuaraan *Dragrace*?

1.3 Batasan Masalah

Adapun batasan masalah yang digunakan dalam tugas akhir ini adalah sebagai berikut:

1. Kendaraan yang digunakan adalah Honda New Jazz RS lansiran tahun 2010.
2. Menggunakan mesin uji berupa *Chassis Dynamometer* dengan tipe Dynostar RC3300 MK2.
3. Tekanan ban 30 Psi.
4. Panjang lintasan *drag race* 201 meter dengan target waktu 10.1 detik
5. Menggunakan ruang gearbox yang lama sebagai acuan redesain

1.4 Tujuan Tugas Akhir

Dengan mengacu pada perumusan masalah di atas, maka tujuan dari tugas akhir ini adalah sebagai berikut:

1. Mengetahui pengaruh rasio *final drive gear* terhadap karakteristik traksi yang dihasilkan.
2. Mengetahui pengaruh rasio setiap tingkat transmisi lama dan *redesign* menggunakan teori progressi geometri terhadap karakteristik traksi yang dihasilkan.
3. Mengetahui pengaruh hasil *redesign* setiap tingkat transmisi dan rasio *final drive gear* terhadap efisiensi transmisi yang dihasilkan.
4. Mengetahui pengaruh hasil *redesign* pada kejuaraan *Dragrace*
5. Agar menjadi juara pada kejuaraan *Dragrace* kelas bracket 10 detik

1.5 Manfaat Tugas Akhir

Adapun manfaat yang diperoleh dari tugas akhir ini adalah sebagai berikut:

1. Mengetahui pengaruh rasio *final drive gear* terhadap karakteristik traksi yang dihasilkan sehingga performa maksimal mobil diketahui.
2. Mengetahui pengaruh rasio setiap tingkat transmisi lama dan *redesign* menggunakan teori progressi geometri terhadap karakteristik traksi yang dihasilkan.
3. Mengetahui pengaruh hasil *redesign* setiap tingkat transmisi dan rasio *final drive gear* terhadap efisiensi transmisi yang dihasilkan.
4. Mengetahui pengaruh hasil *redesign* pada kejuaraan *Dragrace*
5. Dapat memprediksi hasil yang diperoleh pada kejuaraan *Dragrace* nanti

6. Mengetahui performa mobil dari aspek torsi, akselerasi, daya dan kecepatan sehingga memudahkan pembalap dalam hal setelan mobil untuk berkompetisi.

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

BAB 2

TINJAUAN PUSTAKA

2.1 Kejuaaraan Drag Race



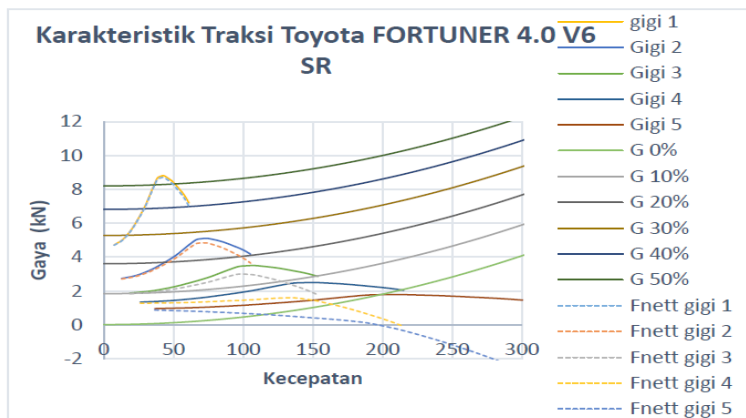
Gambar 2. 1 Mobil *dragrace* saat kejuaraan (Ikatan Motor Indonesia, 2016)

Drag race adalah balapan dimana mobil dipacu pada lintasan lurus dengan tanda *start* berupa lampu. Ketika lampu berwarna hijau menyala maka pembalap mulai memacu mobilnya hingga melewati garis *finish* sejauh 201 meter atau 402 meter sesuai pasal 10 pada peraturan *dragrace* dari Ikatan Motor Indonesia (IMI) (Ikatan Motor Indonesia, 2016). Waktu tempuhnya dicatat dan dihitung. Pembalap dengan catatan waktu paling singkat melewati garis *finish* adalah pemenangnya. Tetapi sistem pembagian kelas balap *dragrace* dapat menggunakan batasan kapasitas mesin maupun *bracket time* (waktu tempuh) sesuai pasal 11. *Bracket time* adalah suatu kelas yang menyatakan bahwa mobil yang juara adalah mobil yang berhasil *finish* dengan waktu yang paling dekat dengan *bracket timenya* tetapi tidak kurang dari *bracket timenya*. Contoh kelas *bracket time* 10 detik adalah mobil tersebut harus *finish* dengan waktu

lebih dari 10 detik dan juaranya adalah mobil yang berhasil *finish* dengan waktu paling mendekati 10 detik.

2.2 Hasil Penelitian Terdahulu

Penelitian mengenai karakteristik kendaraan sebelumnya pernah dilakukan oleh Nico Yudha Wardana dengan judul “Analisis Karakteristik Traksi Serta *Redesign* Rasio Transmisi Mobil Toyota Fortuner 4.0 V6 SR (AT 4X4)”. Dalam penelitian tersebut, penulis membuat analisis karakteristik traksi dari mobil Toyota Fortuner 4.0 V6 SR (AT 4X4), dimana analisis tersebut dibandingkan dengan hasil *dynotest*, klaim pabrikan dan secara teoritis melalui ilmu Teknologi Konstruksi Otomotif. Hasil penelitian penulis diperoleh karakteristik traksi kendaraan yang diuji mulai dari gaya dorong, gaya hambat aerodinamik dan rolling . Berikut adalah hasil karakteristik traksi dari kendaraan yang di uji pada gambar 2.2.

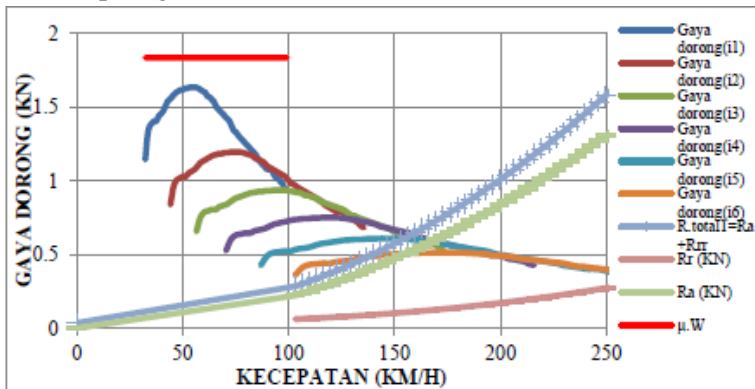


Gambar 2. 2 Karakteristik traksi Toyota Fortuner 4.0 V6 SR (Wardana, 2016)

Hasil penelitian tersebut berupa gaya dorong yang dihasilkan oleh kendaraan dipengaruhi oleh hambatan – hambatan

yang ada sehingga dapat diketahui kecepatan maksimum kendaraan. Pada hasil penelitian diatas, dapat diketahui pengaruh kemiringan suatu jalan terhadap gaya dorong yang dihasilkan. Kesimpulan dari penelitiannya dengan redesain tingkat transmisi yang baru dapat mengurangi *losses* traksi yang terjadi pada perpindahan tingkat pertama menuju tingkat kedua sebesar 3,564 kN dengan 7 tingkat percepatan. Dari hasil penelitian diatas dapat dipelajari bagaimana saudara Nicho menghitung atau meredesain setiap tingkat transmisi agar tidak terjadi *losses* yang besar pada setiap perpindahan tingkat transmisi (Wardana, 2016).

Penelitian kedua, dilakukan oleh saudara Nursaid Eko Wibowo dengan judul “Peningkatan Karakteristik Traksi Pada Mobil Formula Sapuangan Speed 3”. Dalam penelitian ini penulis melakukan peningkatan traksi pada mobil Formula Sapuangan Speed 3 untuk mengejar ketinggalan pada kompetisi *Student Formula Japan 2015*. Pada penelitian tersebut penulis melakukan beberapa modifikasi berupa mengganti *sprocket* dan *velg* yang digunakan pada mobil untuk meningkatkan karakteristik traksi mobil Sapuangan .



Gambar 2. 3 Grafik gaya dorong terhadap kecepatan dengan *sprocket* 52 rim *velg* 15

Pada penelitian tersebut, penulis melakukan peningkatan karakteristik traksi mobil Sapuagin Speed 3 dengan cara memvariasikan *sprocket* dan *velg* yang digunakan untuk mengejar juara pada kejuaraan selanjutnya. Pada gambar grafik diatas terlihat bagaimana pengaruh dari *sprocket* dan *velg* yang digunakan terhadap kecepatan dan gaya dorong yang dihasilkan dari mobil. Hasil penelitian penulis dapat ditarik kesimpulan bahwa dengan menggunakan *sprocket* 52, *velg* 15 dengan perancangan transmisi menjadi 7 tingkat kecepatan meningkatkan gaya dorong menjadi 2.78 kN (Wibowo, 2016). Pada Tugas Akhir saudara Nursaid dapat dipelajari bagaimana mendesain tranmisi kendaraan untuk kejuaraan, karena pada Tugas Akhirnya membahas bagaimana karakteristik traksi yang tepat untuk lintasan lurus atau *drag race*.

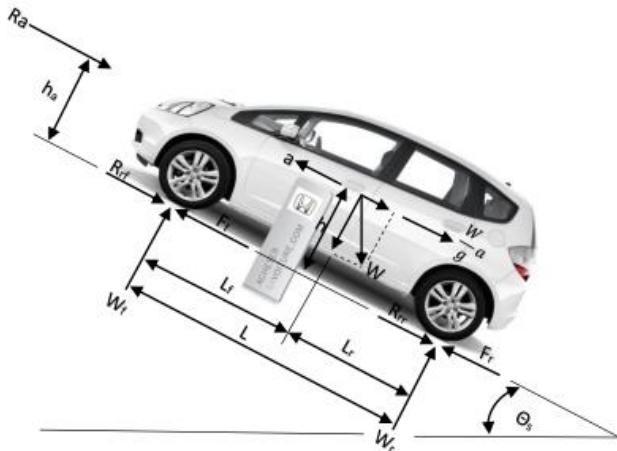
2.3 Dasar Teori

2.3.1 Gaya Dorong Kendaraan

Gaya dorong kendaraan juga umum disebut sebagai gaya traksi yang terjadi pada roda penggerak kendaraan untuk melawan segala hambatan pada kendaraan (Sutantra & Sampurno, 2010). Hambatan yang harus dilawan oleh gaya dorong tersebut adalah hambatan angin, hambatan rolling, hambatan tanjakan, hambatan inertia, dan hambatan dari beban yang mungkin ditarik oleh kendaraan . Pemilihan roda penggerak juga sangat menentukan gaya traksi maksimum yang dapat dihasilkan dan secara langsung dapat mempengaruhi kinerja traksi kendaraan. Secara umum roda penggerak yang dipilih agar dapat menghasilkan gaya traksi maksimum adalah roda yang menerima gaya normal yang lebih besar. Kendaraan penumpang umumnya mempunyai penggerak belakang karena gaya normal yang terjadi pada roda belakang lebih besar dari roda depan.

Belakangan ini berkembang yang dinamakan *city car* atau mobil perkotaan yaitu mobil penumpang yang berukuran kecil yang berbasis sedan dan berpengerak roda depan karena gaya normal yang terjadi pada roda depan lebih besar dari roda belakang, karena dimensi bagian belakang lebih pendek dibandingkan bagian depan. Mobil yang berpengerak roda depan dipakai karena lebih mudah dikendalikan saat maneuver atau belok dan lebih menjamin kondisi *understeer*, serta dapat dipercepat pada saat belok tanpa mengakibatkan bahaya *oversteer* seperti pada kendaraan penggerak roda belakang.

2.3.2 Gaya Dorong Pada Kendaraan 2 Poros



Gambar 2. 4 Gaya – gaya yang bekerja pada kendaraan 2 poros

Gaya dorong yang dapat dihasilkan pada roda penggerak kendaraan disamping harus dapat melawan semua gaya hambatan yang terjadi pada kendaraan, juga harus mampu menghasilkan percepatan yang diinginkan, harus mampu mendaki jalan tanjakan yang diinginkan, serta harus mampu menarik beban tertentu yang

diinginkan. Gaya – gaya yang bekerja pada kendaraan yang bergerak lurus ditunjukkan pada gambar 2.4.

Adapun gaya – gaya yang bekerja dan posisi kerjanya pada kendaraan 2 poros yang berjalan lurus adalah:

$R_a = F_d$ = Gaya hambatan aerodinamik

R_{rr}, R_{rf} = Gaya hambatan rolling pada roda belakang dan depan

F_f, F_r = Gaya dorong pada roda penggerak depan dan belakang

W_f, W_r = Gaya reaksi normal jalan pada roda depan dan belakang

W = Gaya berat total kendaraan

$F_i = \frac{w}{g}a$ = Gaya inertia untuk memberi percepatan pad kendaraan sebesar $a \text{ m/s}^2$

h = Posisi tinggi dari pusat massa kendaraan

h_a = Posisi tinggi garis kerja dari gaya hambat aerodinamik (R_a)

L = Jarak antar sumbu

Secara umum dapat dikatakan bahwa gaya dorong yang timbul pada bidang kontak roda penggerak dengan jalan (F) harus mampu melawan R_a , R_{rr} , R_{rf} , R_g , R_d , dan $\frac{w}{g}a$. Kemampuan kendaraan untuk menanjak, menghasilkan percepatan maksimum, dan kemampuan kendaraan untuk menarik beban adalah merupakan kinerja yang amat penting bagi suatu kendaraan. Untuk meningkatkan kinerja tersebut maka yang dapat dilakukan adalah dengan menggunakan kinerja tersebut maka yang dapat dilakukan adalah dengan menggunakan ban yang mempunyai hambatan rolling sekecil mungkin dan membuat bentuk bodi agar hambatan aerodinamisnya sekecil mungkin. Rumus umum dari gaya dorong (F) untuk penggerak 2 roda depan di depan adalah:

$$F = F_f = R_a + R_{rr} + R_{rf} + R_g + R_d + \frac{w}{g}a \dots\dots\dots (2.1)$$

Adapun secara fisik bahwa gaya dorong maksimum yang mampu dihitung oleh kontak antara ban dan jalan adalah sebesar gaya normal dikalikan koefisien gesek (μ) antara ban dan jalan untuk penggerak 2 roda depan dapat dirumuskan sebagai berikut:

$$F_{\max} = F_{f\max} = W_f \cdot \mu \dots\dots\dots (2.2)$$

Gaya dorong yang dibutuhkan adalah berbeda untuk setiap gerak kendaraan dan dapat dirumuskan sebagai berikut:

- a. Untuk kendaraan *start* pada jalan datar:

$$F = \frac{w}{g}a + R_{rr} + R_{rf} + R_a \dots\dots\dots (2.3)$$

Pada kondisi ini gaya dorong terbesar dibutuhkan untuk memberi percepatan (a) pada kendaraan dan sebagian untuk melawan hambatan rolling serta hambatan aerodinamis.

- b. Untuk kendaraan yang sedang menanjak:

$$F = R_g + R_{rr} + R_{rf} + R_a \dots\dots\dots (2.4)$$

Pada kondisi ini gaya dorong terbesar dibutuhkan untuk melawan tanjakan (R_g) dan sebagian untuk melawan hambatan *rolling* serta hambatan aerodinamis.

- c. Untuk kendaraan berjalan pada kecepatan maksimum yang tetap di jalan datar

$$F = R_a + R_{rr} + R_{rf} \dots\dots\dots (2.5)$$

Pada kondisi ini gaya dorong terbesar dibutuhkan untuk melawan hambatan aerodinamis dan sebagian lain untuk melawan hambatan rolling.

Untuk memprediksi besarnya gaya dorong maksimum yang dapat didukung oleh kontak roda dan jalan, maka gaya normal pada roda depan dan belakang perlu dicari. Gaya normal dapat dihitung dengan menggunakan gambar 2.4.

Dengan mengambil momen dari titik depan kendaraan maka didapat gaya normal (W_f) pada roda depan dengan perumusan:

$$W_f = \frac{W \cdot l_2 \cdot \cos \theta_s - R_a \cdot h_a - h \cdot a \frac{W}{g} - R_d \cdot h_d \pm W \cdot h \cdot \sin \theta}{L} \dots\dots\dots (2.6)$$

Sedangkan dengan mengambil momen dari titik belakang kendaraan maka didapat gaya normal (W_r) pada roda belakang dengan perumusan:

$$W_r = \frac{W \cdot l_1 \cdot \cos \theta_s + R_a \cdot h_a + h \cdot a \frac{W}{g} + R_d \cdot h_d \pm W \cdot h \cdot \sin \theta}{L} \dots\dots\dots (2.7)$$

Dimana pada persamaan 2.6,

+ $W \cdot h \cdot \sin \theta_s$ = untuk kendaraan dengan jalan turun

- $W \cdot h \cdot \sin \theta_s$ = untuk kendaraan dengan jalan naik

Dan pada persamaan 2.7,

+ $W \cdot h \cdot \sin \theta_s$ = untuk kendaraan dengan jalan naik

- $W \cdot h \cdot \sin \theta_s$ = untuk kendaraan dengan jalan turun

Jadi gaya dorong maksimum yang dapat dihasilkan oleh kendaraan dengan penggerak roda depan adalah:

a. Untuk jalan datar tanpa menarik beban (R_d):

$$F_{max} = F_{fmax} = \mu \cdot W_f = \frac{W \cdot l_2 + R_a \cdot h_a + h \cdot a \frac{w}{g}}{L} \cdot \mu \dots\dots\dots(2.8)$$

b. Untuk jalan naik tanpa menarik beban (R_d):

$$F_{max} = \mu \cdot W_f = \frac{W \cdot l_2 \cdot \cos \theta_s + R_a \cdot h_a + h \cdot a \frac{w}{g} - W \cdot h \cdot \sin \theta}{L} \cdot \mu \dots\dots\dots(2.9)$$

c. Untuk jalan turun tanpa menarik beban (R_d):

$$F_{max} = \mu \cdot W_f = \frac{W \cdot l_2 \cdot \cos \theta_s + R_a \cdot h_a + h \cdot a \frac{w}{g} + W \cdot h \cdot \sin \theta}{L} \cdot \mu \dots\dots\dots(2.10)$$

Untuk lebih menyederhanakan persoalan maka diasumsikan suatu kondisi sederhana dimana $h_a = h_d = h_r$, dan kendaraan berjalan pada jalan datar hingga $\theta_s = 0$. Dengan demikian persamaan diatas dapat disederhanakan menjadi:

$$F = R_a + R_r + R_d + \frac{w}{g} a \dots\dots\dots(2.11)$$

Atau

$$F - R_r = R_a + R_d + \frac{w}{g} a$$

dimana:

$$R_r = R_{rr} + R_{rf}$$

Sedangkan persamaan (2.6) dan (2.7) menjadi:

$$W_f = \frac{l_2}{L} W - \frac{h}{L} (R_a + \frac{a \cdot W}{g} + R_d) \dots\dots\dots(2.12)$$

$$W_f = \frac{l_1}{L} W + \frac{h}{L} (R_a + \frac{a \cdot W}{g} + R_d) \dots\dots\dots(2.13)$$

Dengan menggabungkan persamaan (2.11) dengan (2.12) dan (2.13) didapat:

$$W_f = \frac{l_2}{L} W - \frac{h}{L} (F - R_r) \dots\dots\dots(2.14)$$

$$W_f = \frac{l_1}{L} W + \frac{h}{L} (F - R_r) \dots\dots\dots(2.15)$$

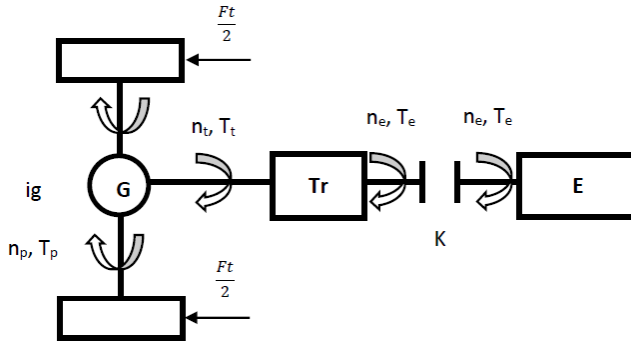
Untuk kondisi yang sudah disederhanakan, maka gaya dorong maksimum yang dapat terjadi pada roda penggerak roda depan adalah sebagai berikut:

$$F_{max} = \mu \cdot W_f = \mu \cdot \left[\frac{l_2}{L} W - \frac{h}{L} (F_{max} - R_r) \right]$$

Atau

$$F_{f \max} = \frac{\mu \cdot W(l_2 - f r \cdot h)}{L + \mu \cdot h} \dots \dots \dots (2.16)$$

dimana: $R_r = f r \cdot W$



Gambar 2. 5 Distribusi daya, torsi, dan putaran penggerak roda depan

dimana:

G = Gardan

Tr = Transmisi

K = Kopling

E = Mesin

ne = Putaran pada mesin

nt = Putaran pada transmisi

np = Putaran pada poros

Te = Torsi pada mesin

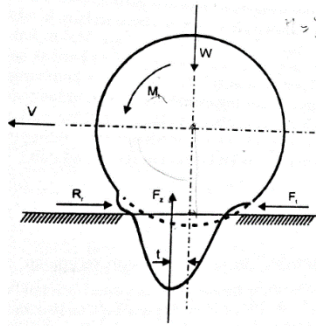
Tt = Torsi pada transmisi

Tp = Torsi pada poros

2.3.3 Gaya Hambatan *Rolling* (R_r)

Hambatan yang terjadi pada ban adalah utamanya disebabkan oleh sifat histeresis ban karena adanya defleksi dari

ban (Sutantra & Sampurno, 2010). Akibat adanya defleksi ban pada saat rolling dan sifat material ban yang tidak cepat dapat kembali setelah defleksi, maka defleksi di depan sumbu y tidak simetris dengan di belakang sumbu y. Hal ini mengakibatkan reaksi gaya normal pada ban terkonsentrasi di depan sumbu y sejarah pneumatic trial (tp) seperti gambar 2.6.



Gambar 2. 6 Momen dan gaya hambatan *rolling* (Sutantra & Sampurno, 2010)

Maka secara rumus empiris maka yang dihasilkan pertama merupakan rumusan koefisien hambatan rolling (f_r) untuk ban dari kendaraan penumpang yang berjalan pada jalan beton sebagai berikut:

$$f_r = f_0 + f_s \left(\frac{V}{100} \right)^{2.5} \dots\dots\dots (2.17)$$

$$R_r = f_r \cdot W \dots\dots\dots (2.18)$$

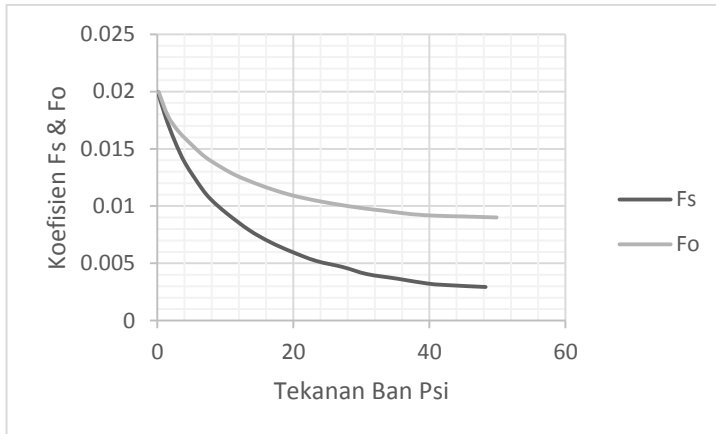
dimana:

f_0 dan f_s = koefisien yang tergantung pada tekanan ban pada gambar 2.7

V = kecepatan kendaraan dalam km/jam

R_r = *rolling resistance*

W = berat kendaraan (N)



Gambar 2. 7 Grafik pengaruh tekanan ban pada fo dan fs (Taborek, 1957)

Tabel 2. 1 Harga Rata - rata dari koefisien hambatan rolling untuk berbagai jenis ban kendaraan dan berbagai kondisi jalan (Sutantra & Sampurno, 2010)

Jenis Kendaraan	Permukaan Jalan		
	Beton	Keras/Aspal	Pasir
Kendaraan Penumpang	0.015	0.08	0.3
Truk	0.012	0.06	0.25
Traktor	0.02	0.04	0.2

2.3.4 Gaya Hambatan Aerodinamik (R_a)

Gaya hambatan aerodinamik adalah gaya yang bekerja dalam arah horizontal (parallel terhadap aliran) dan berlawanan arah dengan arah gerak maju kendaraan (Sutantra & Sampurno, 2010). Gaya hambat total terdiri dari beberapa jenis gaya hambat

seperti hambatan bentuk, hambatan pusaran, hambatan tonjolan, dan hambatan aliran dalam. Dengan demikian dapat dirumuskan secara umum sebagai berikut:

$$R_a = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot C_d \cdot A_f \cdot V_a^2 \dots\dots\dots(2.19)$$

dimana:

R_a = Hambatan aerodinamik

ρ = massa jenis udara

C_d = koefisien drag

A_f = luas frontal kendaraan

V_a = kecepatan relative angin terhadap kendaraan

2.3.5 Gerak Lurus Berubah Beraturan(GLBB)

GLBB adalah gerak benda dalam lintasan garis lurus dengan percepatan tetap. Jadi, ciri utama GLBB adalah bahwa dari waktu ke waktu kecepatan benda berubah, semakin lama semakin cepat/lambat, sehingga gerakan benda dari waktu ke waktu mengalami percepatan/perlambatan (Halliday, Resnick, & Walker, 2011). Pada dragrace, lintasan yang digunakan adalah lintasan lurus atau lintasan yang berupa garis lurus, ini merupakan ciri – ciri dari GLBB. Selain itu pada kejuaraan *dragrace* kecepatan kendaran berubah secara beraturan cenderung meningkat yang merupakan ciri –ciri dari GLBB. Oleh karena itu kecepatan, akselerasi atau percepatan dari keadaan diam sampai kecepatan tertentu maka percepatannya dapat dihitung sebagai berikut,

$$V_t = V_0 + a \cdot t \dots\dots\dots(2.20)$$

$$t = \frac{V_t - V_0}{a} \dots\dots\dots(2.21)$$

$$S = V_0 \cdot t + \frac{1}{2} \cdot a \cdot t^2 \dots\dots\dots (2.22)$$

dimana:

V_t = kecepatan akhir (m/s)

V_o = kecepatan awal (m/s)

t = waktu tempuh (s)

S = jarak tempuh (m)

a = percepatan (m/s^2)

Sedangkan untuk memperoleh percepatan untuk setiap tingkat tranmisi maka dapat dirumuskan sebagai berikut,

$$a_n = \frac{(Ft - Rr - Ra)}{m} \dots\dots\dots (2.23)$$

Untuk mencari kecepatan kendaraan untuk setiap tingkat transmisi dapat dirumuskan sebagai berikut,

$$Vk = \frac{2\pi \cdot r \cdot ne}{60 \cdot it \cdot ig} \dots\dots\dots (2.24)$$

dimana:

a_n = percepatan pada tingkat transmisi n (m/s^2)

Ft = gaya dorong (N)

Rr = gaya hambat rolling (N)

Ra = gaya hambat aerodinamik (N)

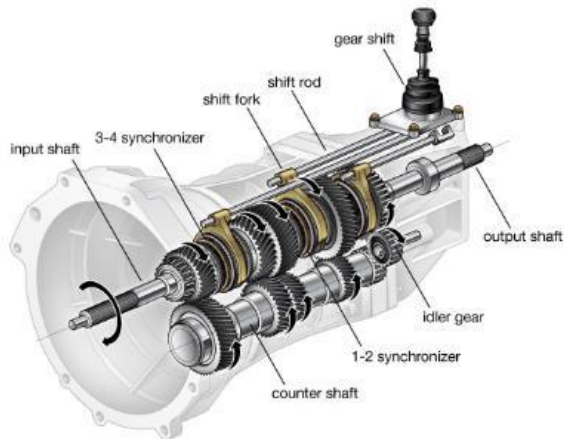
m = massa kendaraan (kg)

2.3.6 Transmisi Manual

Transmisi merupakan bagian dari sistem pemindah tenaga dari sebuah kendaraan, yaitu sistem yang berfungsi mengatur tingkat kecepatan dalam proses pemindahan tenaga dari sumber penggerak ke roda penggerak kendaraan. Kendaraan yang berjalan pada jalan mendaki membutuhkan gaya dorong yang besar dengan putaran yang rendah sedangkan untuk kendaraan yang berjalan dengan kecepatan tinggi membutuhkan putaran yang tinggi tetapi gaya dorong yang tidak besar. Dengan kondisi

tersebut maka diperlukan sistem transmisi agar kebutuhan tenaga yang berbeda pada tiap kondisi berkendara terpenuhi. Dengan kondisi operasi yang berbeda-beda tersebut maka diperlukan sistem transmisi agar kebutuhan tenaga dapat dipenuhi oleh mesin

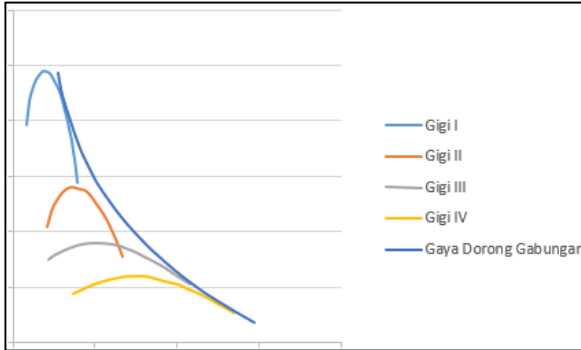
Transmisi manual adalah transmisi yang secara umum terdiri dari kopling, system roda gigi, poros *propeller*, system gigi diferensial, dan poros penggerak. Perbandingan putaran mesin dan poro penggerak yang diakibatkan oleh perbandingan gigi transmisi dan gigi diferensial adalah berperan untuk mentransmisikan torsi mesin ke roda penggerak.



Gambar 2. 8 Contoh transmisi tipe manual (eagletransmission, 2016)

Untuk menghasilkan torsi dan gaya dorong pada roda penggerak yang mengecil pada kecepatan semakin tinggi diperlukan perbandingan yang bertingkat. Sehingga kemampuan transmisi manual untuk mentransformasikan torsi yang dihasilkan oleh mesin menjadi torsi yang dibutuhkan pada roda penggerak untuk mendorong kendaraan adalah ditentukan oleh 2 parameter penting yaitu perbandingan gigi dan tingkat gigi transmisi. Pada

umumnya makin banyak tingkatan transmisi, gaya dorong yang dihasilkan pada roda penggerak makin baik untuk dapat memenuhi kebutuhan gaya dorong kendaraan.



Gambar 2. 9 Contoh transformasi gaya dorong untuk setiap tingkat transmisi (Sutantra & Sampurno, 2010)

Pada gambar 2.9 dapat dilihat karakteristik transmisi manual dimana gabungan gaya dorong untuk seluruh tingkatan transmisi menghasilkan gaya dorong yang menurun untuk kecepatan yang semakin meningkat. Pada umumnya setiap pabrikan kendaraan mempunyai caranya sendiri untuk mendesain transmisi sesuai kebutuhan nantinya ketika akan dipasarkan secara luas. Adapun cara untuk mengetahui perbandingan tingkat transmisi yaitu:

$$i_t = \frac{F_t \cdot r}{T_e \cdot i_g \cdot n_t} \dots\dots\dots (2.25)$$

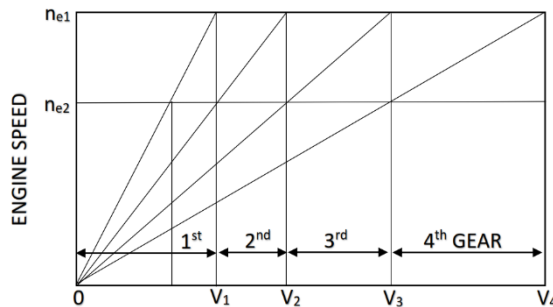
dimana:

- It = Tingkat transmisi
- Ig = Perbandingan gigi diferensial
- Te = Torsi mesin
- Ft = Gaya dorong
- r = Jari – jari velg

η_t = Efisiensi transmisi

2.3.7 Teori Progressi Geometris untuk *Redesign* Tingkatan Gigi

Sistem transmisi dalam bidang otomotif merupakan sistem yang berfungsi untuk mengkonversi torsi dan kecepatan (putaran) dari mesin menjadi torsi dan kecepatan yang berbeda – beda untuk diteruskan ke penggerak akhir atau roda. Konversi ini dapat mengubah kecepatan putar yang tinggi menjadi lebih rendah tetapi lebih bertenaga atau sebaliknya tergantung dari keperluan kendaraan tersebut (Sutantra & Sampurno, 2010).



Gambar 2. 10 Grafik pemilihan perbandingan gigi dengan rasio geometri (Sutantra & Sampurno, 2010)

Dalam sistem transmisi tersebut terdapat beberapa tingkatan dari gigi yang berfungsi mengkonversikan torsi dan tenaga yang dimiliki mesin ke penggerak akhir atau roda. Salah satu cara untuk mencari perbandingan gigi antara transmisi terendah dan tertinggi adalah dengan cara progresi geometris. Cara ini umumnya dipakai sebagai langkah iterasi awal. Batas kecepatan operasi dari mesin terendah (n_{e2}) dan tertinggi (n_{e1}) harus ditetapkan terlebih dahulu. Penetapan ini berdasarkan karakteristik torsi dari mesin, batas ini biasa dipilih disekitar torsi

maksimum mesin. Konsep dari progresi geometris dapat ditunjukkan pada gambar diatas ini. Berdasarkan gambar 2.10, dengan perbandingan geometris maka untuk transmisi 4 tingkat didapat hubungan perbandingan gigi sebagi berikut:

$$\frac{i_2}{i_1} = \frac{i_3}{i_2} = \frac{i_4}{i_3} = \frac{ne_2}{ne_1} = Kg \dots\dots\dots (2.26)$$

dimana:

i_1, i_2, i_3, i_4 = perbandingan gigi pada tingkat transmisi I,II,III,IV

Kg = konstanta perbandingan

Adapun langkah – langkah yang harus dilakukan untuk *meredesign* tingkat transmisi dari suatu kendaraan. Pertama, harus menentukan dahulu rasio transmisi pertama dan rasio transmisi terakhir kendaraan.

Menentukan rasio transmisi tingkat pertama (1), dapat menggunakan perumusan dibawah ini

$$F_1 = \frac{W}{g} a + Rr + Ra \dots\dots\dots (2.27)$$

$$i_1 = \frac{F_1 \cdot r}{T_e \cdot i_g \cdot n_t} \dots\dots\dots (2.28)$$

Sedangkan, untuk rasio transmisi pada tingkat terakhir (n) dirumuskan sebagai berikut :

$$Fn = Rr + Ra \dots\dots\dots (2.29)$$

$$i_n = \frac{F_n \cdot r}{T_e \cdot i_g \cdot n_t} \dots\dots\dots (2.30)$$

Dengan demikian, nilai faktor Kg dapat ditentukan dengan perumusan 2.22 lalu selanjutnya nilai Kg tersebut digunakan untuk menentukan nilai i_2, i_3 , sampai tingkat terakhir.

$$\frac{i_n}{i_1} = Kg^{(n-1)} \dots\dots\dots (2.31)$$

2.3.8 Daya dan Efisiensi

Daya adalah ukuran dari jumlah usaha yang dapat dilakukan dalam jumlah waktu tertentu. Sedangkan efisiensi adalah tingkat penggunaan sumber daya dalam suatu proses. Kaitannya dengan daya yang dihasilkan oleh kendaraan adalah terjadinya perbedaan daya yang dihasilkan oleh mesin kendaraan dengan penggerak kendaraan/ roda penggerak karena terdapat efisiensi yang terjadi akibat tingkat transmisi, gesekan, dan lain lainnya (D. Deutchman, Walter J, & Charles E, 1957). Daya dan efisiensi dapat dirumuskan sebagai berikut:

$P = T.n. 2\pi.....(2.32)$

$Pp = Tp.n. 2\pi(2.33)$

$Pe = Te.n. 2\pi.....(2.34)$

$\eta = \frac{Pp}{Pe}(2.35)$

dimana:

- Pe = Power *Engine*
- Pp = Power Poros
- Te = Torsi *Engine*
- Tp = Torsi Poros
- n = Putaran mesin (RPM)
- η = Efisiensi transmisi

2.3.9 Road Load Horse Power (RLHP)

Road Load Horse Power adalah besaran tenaga yang dibutuhkan berdasarkan tingkat kemiringan jalan (Rg), gesekan ban (Rr), dan hambatan aerodinamis (Ra) yang dibutuhkan kendaraan pada kecepatan tertentu (Kadjik & Ligterink, 2012). Sehingga *Road Load Horse Power* dapat dirumuskan sebagai berikut,

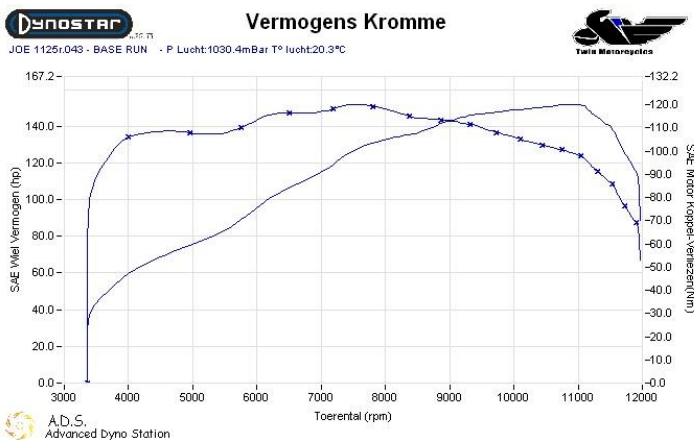
$P = (Rg + Rr + Ra).V.....(2.36)$

dimana:

- P = Tenaga yang dibutuhkan
 R_g = Hambatan akibat kemiringan jalan
 R_r = Hambatan rolling
 R_a = Hambatan aerodinamis
 V = Kecepatan kendaraan

2.3.10 Pengujian Dyno (*Dyno Test*)

Dyno test adalah pengujian yang menggunakan dynamometer, dimana Dynamometer adalah sebuah alat yang digunakan untuk mengukur tenaga/kekuatan, gaya puntir (torsi), atau tenaga. Contohnya adalah, tenaga yang dihasilkan oleh mesin, yang dapat dihitung dengan mengukur secara simultan torsi dan kecepatan rotasi per menit (RPM - *Revolutions Per Minute*). Manfaat utama dari alat dynamometer (dyno) adalah untuk mendapatkan nilai Torsi (*Torque*) dan *Horsepower* (HP) yang dihasilkan oleh mesin pada RPM (*Revolutions Per Minute*) tertentu (Hogerwerf, 2015).



Gambar 2. 11 Contoh hasil dari *dynotest* (Hogerwerf, 2015)

Mengetahui nilai Torsi dan *Horsepower* pada RPM tertentu sangat penting diketahui di ajang *motorsport*. Hal ini agar para pembalap tahu kondisi mesin yang digunakan, baik sebelum dimodifikasi ataupun peningkatan nilai Torsi dan HP setelah dilakukan modifikasi. Hal ini sangat penting mulai saat penyetingan mesin hingga komponen yang ada dan tersambung dari *flywheel* hingga ke bagian roda. Pada gambar dibawah ini, terlihat garis biru dengan tanda titik sepanjang garis merupakan nilai dari torsi yang dihasilkan oleh kendaraan, sedangkan garis biru polos merupakan nilai dari *power* atau tenaga yang dihasilkan oleh kendaraan yang diuji.

Adapun berbagai macam pengujian dyno yang digunakan atau yang tersebar dipasaran antara lain *Engine Dynamometer*, *Chassis Dynamometer On Axle*, dan *Chassis Dynamometer On Wheel*.

2.3.11 Chassis Dynamomter on Wheel



Gambar 2. 12 *Chassis dynamometer on wheel* (Hogerwerf, 2015)

Pada alat pengujian menggunakan *On-Wheel Dynamometer*, roda kendaraan yang akan di uji bertumpu pada gelondong "*Roller*" yang terhubung ke alat Dyno sebagai input untuk pengujian Torsi dan *Horsepower*. Dengan pengujian dari

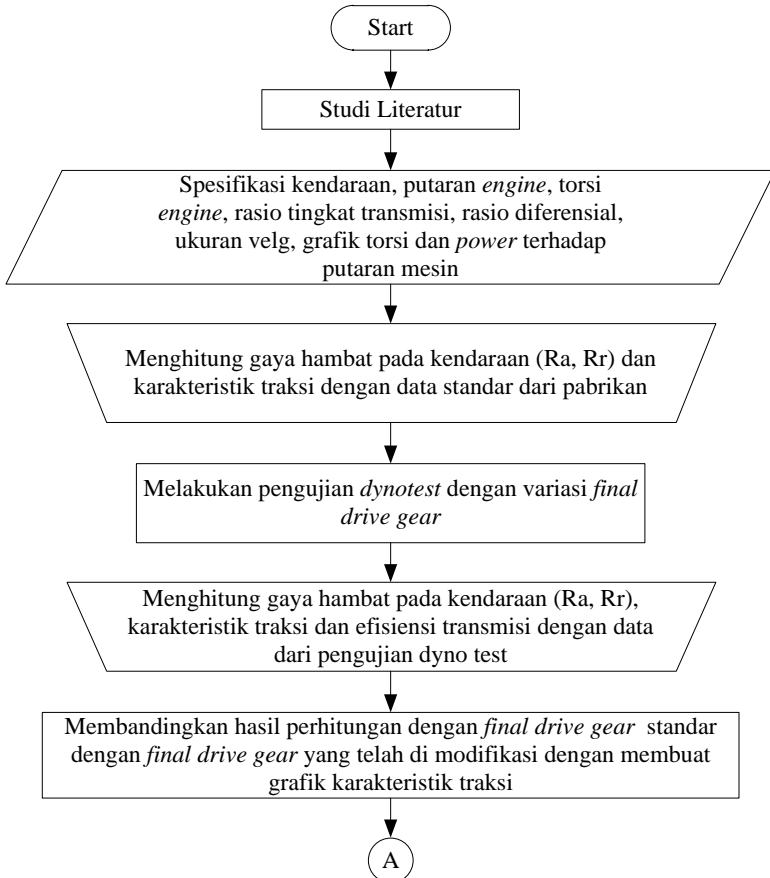
roda, maka alat ini disebut sebagai *On-Wheel Dyno*. Hasil *dyno test* dari alat ini masuk dalam kategory *On-Wheel Dyno Result* (karena Velg dan Ban terpasang) (Hogerwerf, 2015).

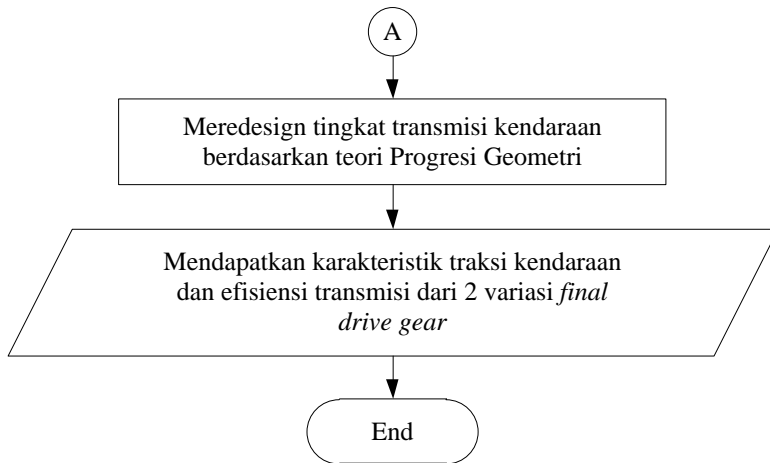
BAB 3

METODOLOGI PENELITIAN

3.1 *Flowchart* Penelitian

Berikut ini langkah – langkah penelitian dalam bentuk *flowchart*,



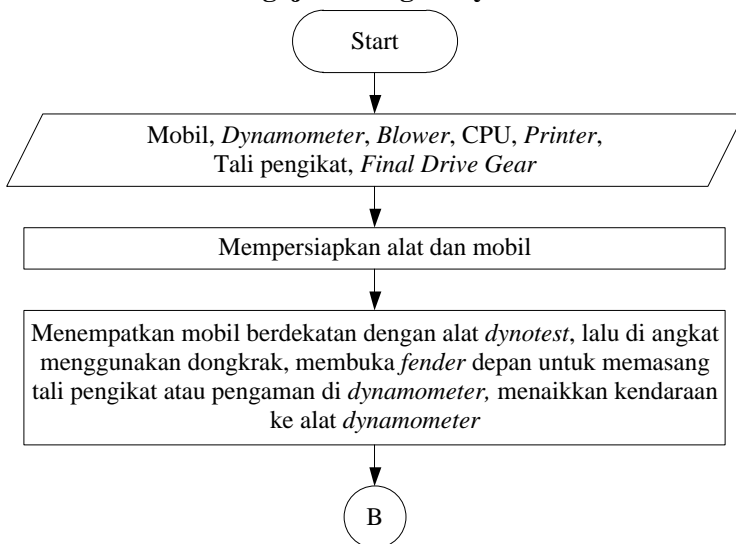


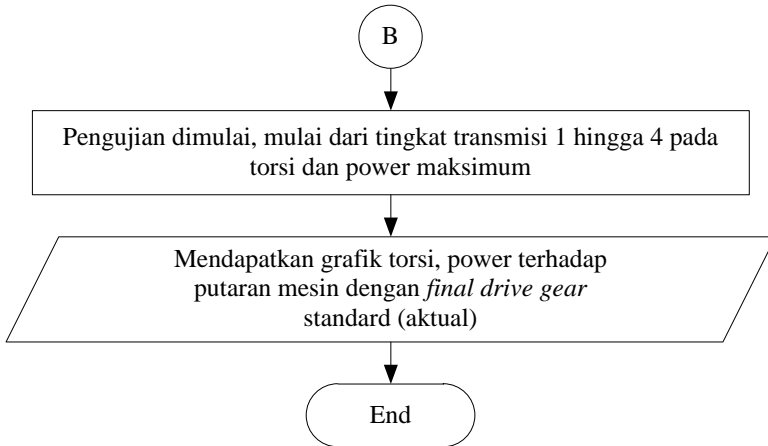
Pada penulisan tugas akhir ini, adapun langkah – langkah yang dilakukan dalam penelitian ini untuk mencapai 3 tujuan dan dapat dijabarkan sebagai berikut:

1. Pertama adalah tahap studi literatur, yaitu mencari sumber – sumber yang dapat mendukung penelitian ini berupa buku pegangan, katalog produk dan hasil penelitian terdahulu.
2. Kedua, mencari spesifikasi dari kendaraan yang akan diuji seperti putaran mesin, torsi mesin, rasio tingkat transmisi, rasio diferensial, ukuran velg dan data – data pendukung lainnya dan menentukan parameter yaitu waktu tempuh kendaraan untuk 201 meter adalah 10,1 detik.
3. Ketiga, menghitung gaya – gaya hambat yang terjadi pada kendaraan yaitu R_a dan R_r dan karakteristik traksi kendaraan menggunakan data *standard* dari pabrikan.
4. Keempat, mengambil data dengan cara melakukan *dynotest* untuk mendapatkan karakteristik traksi kendaraan secara aktual.

5. Kelima, menghitung kembali karakteristik traksi dari kendaraan yang akan diuji dengan data yang diperoleh dari hasil *dynotest* lalu diplot kedalam grafik karakteristik traksi seperti pada gambar 2.10. Dengan menggunakan persamaan 2.26 maka diperoleh efisiensi transmisi dari kendaraan tersebut.
6. Keenam, memulai *meredesign* setiap tingkat transmisi menggunakan metode progresi geometri dengan parameter yang sudah ditentukan.
7. Ketujuh, mengevaluasi hasil redesign setiap tingkat transmisi dan *final drive gear* terhadap parameter yang telah ditentukan dengan memplot di grafik karakteristik traksi.
8. Mendapatkan rasio tingkat transmisi, rasio *final drive gear* dan efisiensi transmisi baru yang sesuai dengan parameter yang telah ditentukan.

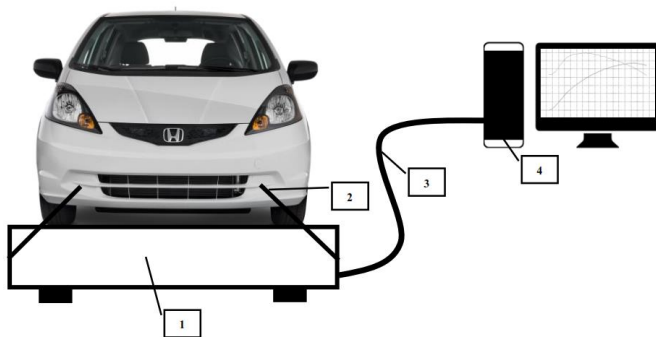
3.2 Flowchart Pengujian Dengan Dynotest





Pada kegiatan *dynotest* terdapat beberapa langkah dalam rangka pengambilan data pendukung untuk tugas akhir ini antara lain:

1. Langkah pertama menyiapkan kendaraan yang akan diuji, alat – alat yang diperlukan seperti *dynamometer*, *blower*, CPU, printer, tali pengikat, spesifikasi kendaraan dan *final drive gear standard*
2. Kendaraan disiapkan sebelum masuk ke alat *dynamometer*, kendaraan di dongkrak untuk membuka *fender* depan dimana akan dipasang tali pengikat atau tali pengaman pada alat *dynamometer*. Kendaraan dinaikan ke alat *dynamometer* dan siap di jalankan pengujian.
3. Pengujian dimulai dari tingkat transmisi 1 hingga 4 pada torsi dan power yang maksimum.
4. Setelah pengujian selesai, maka akan diperoleh grafik berupa daya dan torsi terhadap putaran mesin dari kendaraan dengan data atau spesifikasi *standard*.



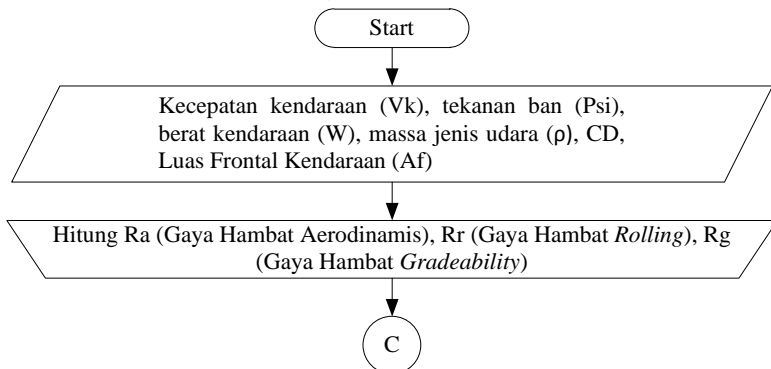
Gambar 3. 1 Skema pengujian *dynotest*

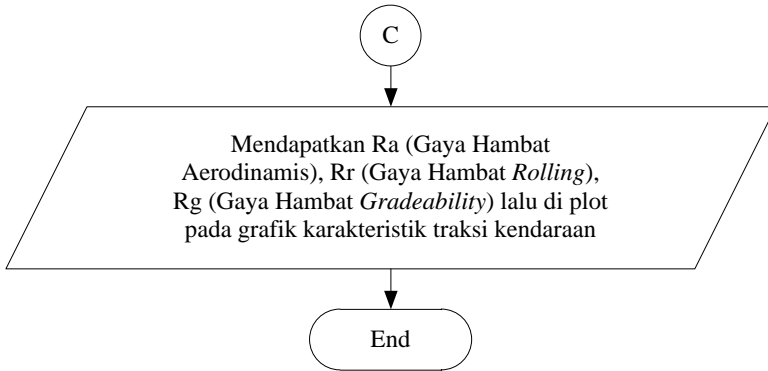
Pada kegiatan pengujian menggunakan dynotest ini, adapun beberapa peralatan yang digunakan antara lain:

1. *Dynamometer* Dynostar RC3300 MK2
2. Tali pengikat
3. Kabel koneksi antara *dynamometer* dan computer
4. Komputer

3.3 *Flowchart* Perhitungan

3.3.1 *Flowchart* Perhitungan Gaya Hambat Kendaraan

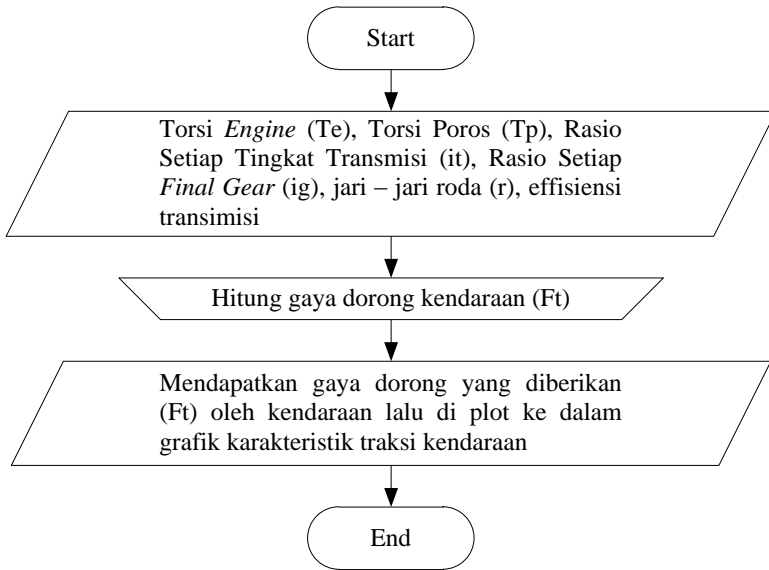




Pada penelitian ini, untuk mendapatkan karakteristik traksi dari sebuah kendaraan diperlukan data pendukung berupa hasil perhitungan gaya hambat yang terjadi pada kendaraan tersebut, berikut langkah – langkah untuk menghitung gaya hambat yang terjadi:

1. Menyiapkan data pendukung seperti kecepatan kendaraan yang ingin divariasikan (V_k), tekanan ban yang digunakan (ψ), berat dari kendaraan (W), massa jenis fluida yang dilalui, nilai *coefficient drag* yang digunakan dan luas area frontal (A_f) yang diperoleh dari katalog kendaraan.
2. Hitunglah, gaya hambat aerodinamis $R_a = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot C_d \cdot A_f \cdot V_k^2$, gaya hambat rolling $R_r = f_r \cdot W$, gaya hambat gradeability $R_g = W \cdot \sin \theta$
3. Setelah proses penghitungan selesai, maka didapatkan gaya hambat aerodinamis dan gaya hambat *rolling* yang terjadi di kendaraan di tabulasikan dan di plot pada grafik karakteristik traksi.

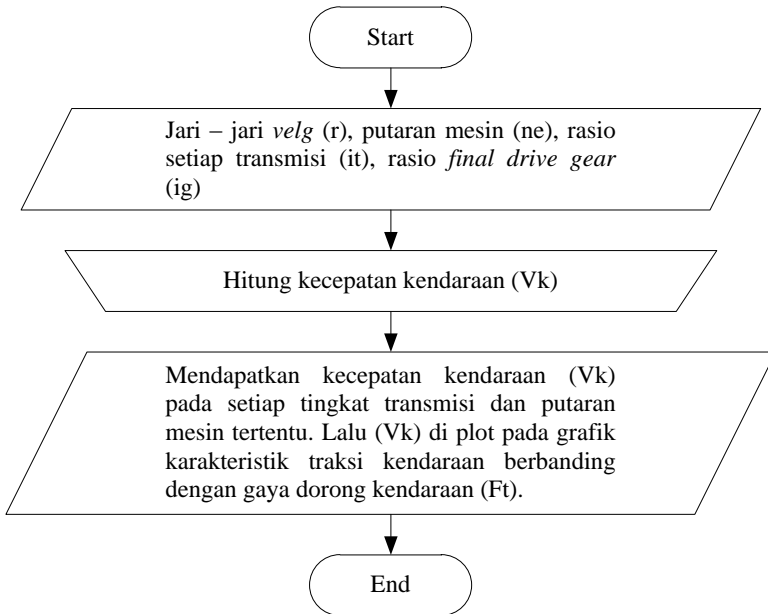
3.3.2 Flowchart Perhitungan Gaya Dorong Kendaraan



Untuk melengkapi grafik karakteristik traksi, maka diperlukan gaya dorong dari kendaraan yang dapat dihitung melalui langkah – langkah berikut:

1. Mempersiapkan data – data pendukung seperti torsi *engine* (T_e), torsi poros (T_p), rasio setiap tingkat transmisi (i_t), rasio *final drive gear* (i_g), jari – jari roda (r), efisiensi dari transmisi. Data – data diatas dapat diraih dari hasil *dynotest*, spesifikasi kendaraan dan hasil *redesign*.
2. Hitung gaya dorong kendraan $F_t = \frac{i_t \cdot i_g \cdot T_e}{r} \cdot \eta_t$ pada setiap tingkat transmisi dengan data – data yang ada dimana (i_t) dan (i_g) akan menggunakan spesifikasi pabrik dan juga hasil redesign dengan metode progressi geometri untuk menjawab tujuan nomor 2 dari tugas akhir ini.
3. Mendapatkan gaya dorong yang diberikan oleh kendaraan lalu di plot ke dalam grafik karaktersitik traksi.

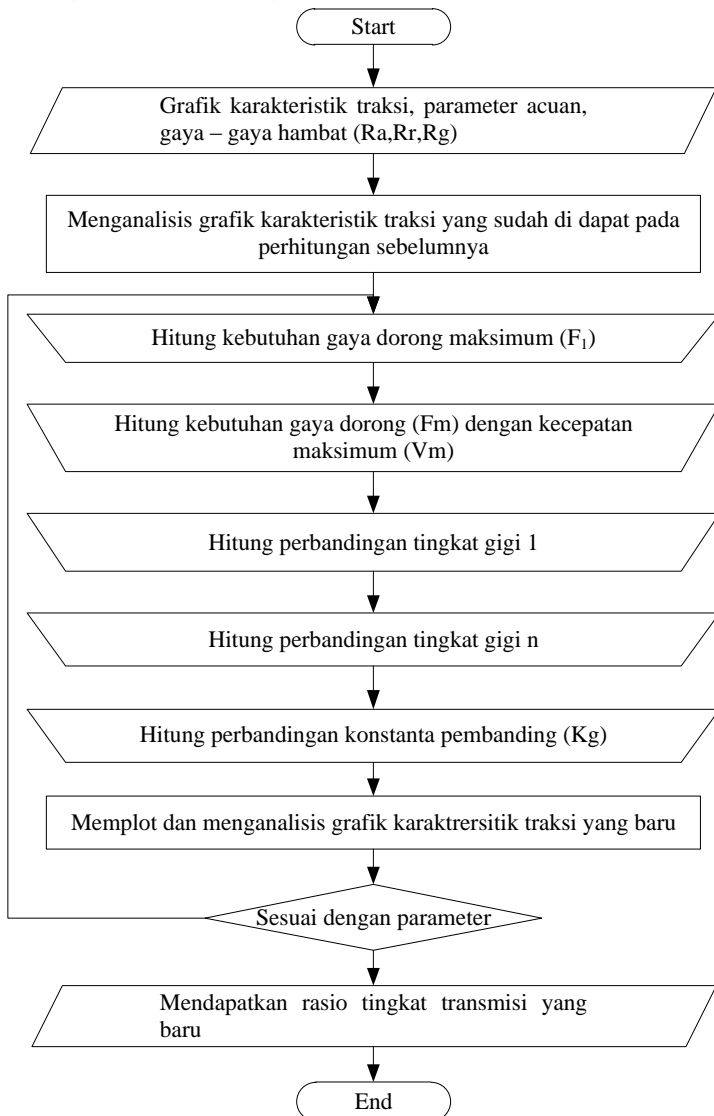
3.3.3 Flowchart Perhitungan Kecepatan Kendaraan



Untuk dapat memplot gaya dorong kendaraan yang sudah didapat pada langkah sebelumnya, maka diperlukan kecepatan kendaraan tersebut dan berikut langkah untuk mendapatkan nilai kecepatan dari kendaraan tersebut:

1. Menyiapkan data – data yang diperlukan seperti putaran mesin (ne), rasio setiap transmisi (it) dan rasio final drive gear (ig) dapat diperoleh dari hasil dynotest dan katalog dari kendaraan tersebut.
2. Hitung kecepatan kendaraan $Vk = \frac{2\pi \cdot r \cdot ne}{60 \cdot it \cdot ig}$
3. Mendapatkan nilai dari kecepatan kendaraan (Vk) pada setiap tingkat transmisi. Lalu kecepatan kendaraan yang didapat, diplot pada grafik karakteristik traksi kendaraan terhadap gaya dorong (Ft) yang sudah didapat pada proses perhitungan sebelumnya.

3.3.4 Flowchart Perhitungan Perbandingan Gigi Baru dengan Metode Progresi Geometri



Dalam perencanaan perancangan perbandingan gigi baru sebuah sistem transmisi, perlu dilakukan tahap – tahap perhitungan untuk menjawab tujuan nomor 2 dari tugas akhir ini sebagai berikut:

1. Menyiapkan data – data yang akan digunakan yaitu grafik karakteristik traksi yang sudah didapat pada proses sebelumnya, parameter acuan (V, a, F_t) gaya – gaya hambat (R_a, R_r)
2. Menganalisis grafik karakteristik traksi yang diperoleh sebelumnya untuk pertimbangan rasio gigi baru.
3. Melakukan perhitungan gaya dorong yang dibutuhkan $F_1 = \frac{W}{g} a + R_a + R_r$.
4. Melakukan perhitungan gaya dorong dengan kecepatan maksimum $F_n = R_a + R_r$.
5. Melakukan perhitungan perbandingan tingkat gigi pertama (1) baru $i_1 = \frac{\left(\frac{W}{g} a + R_r + R_a\right).r}{T_e.i.g.^{n_t}}$.
6. Melakukan perhitungan perbandingan tingkat gigi n (akhir) baru yang diinginkan $i_n = \frac{F_n.r}{T_e.i.g.^{n_t}}$.
7. Melakukan perhitungan konstanta pembanding (K_g) $\left(\frac{i_n}{i_1}\right)^{\frac{1}{n-1}} = K_g$.
8. Memplot dan menganalisis grafik karakteristik traksi yang baru
9. Memutuskan sesuai atau tidak sesuai dengan parameter yang sudah ditentukan diawal. Jika tidak sesuai diulangi mulai dari langkah ketiga hingga kedelapan. Jika sesuai maka selesai.
10. Mendapatkan perbandingan tingkatan gigi sistem transmisi yang baru.

3.4 Data dan Spesifikasi Kendaraan

Dalam penghitungan dan analisis karakteristik traksi suatu kendaraan diperlukan data dan juga spesifikasi dari kendaraan. Berikut tabel yang menyajikan data dan spesifikasi dari kendaraan yang digunakan yaitu Honda New Jazz RS MT.

Tabel 3. 1 Spesifikasi Honda New Jazz RS MT

Bagian	Satuan	Keterangan
MESIN		
Tipe		1.5L SOHC, 4 Silinder Segaris, 16 Katup i-VTEC
Bahan Bakar		Bensin
Sistem Suplai Bahan Bakar		PGM-FI
Diameter x Langkah	mm	73 x 89.4
Isi Silinder	cc	1497
Perbandingan Kompresi		10.4:1
Daya Maksimum	kW(ps)/rpm	88(120)/6600
Momen Puntir Maksimum	Kg.m(Nm)/rpm	14.8(145)/4800
DIMENSI/UKURAN		
Panjang x Lebar x Tinggi	mm	3920x1695x1525
Jarak Sumbu Roda	mm	2500
Jarak Pijak Depan/Belakang	mm	1475/1460
Radius Putar	m	4.9
Berat Kosong Depan/ Belakang	kg	1070 710/ 360

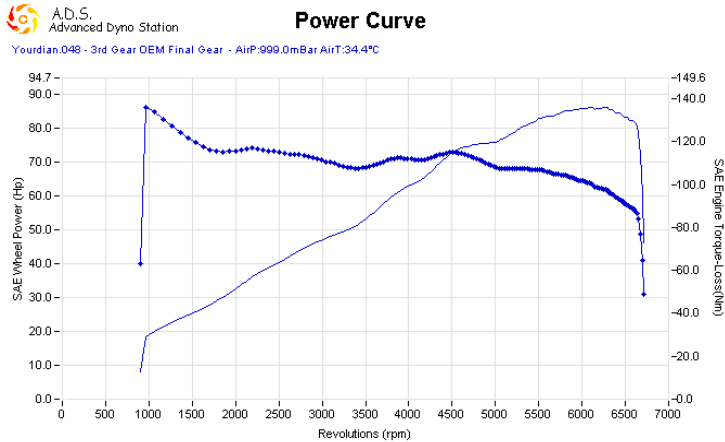
Kapasitas Tangki	liter	42
TRANSMISI		
Transmisi	MT	5 speed
Perbandingan Gigi	1st	3.461
	2nd	1.869
	3rd	1.303
	4th	1.054
	5th	0.853
	Reverse	3.307
	Final Gear	4.294
SISTEM KEMUDI		
Sistem		Rack & Pinion with Electric Power Steering (EPS)
SISTEM SUSPensi		
Depan		Mc Pherson Strut
Belakang		H-Shape Torsion Beam
SISTEM REM		
Depan		Vertilated Disc
Belakang		Disc
ABS, EBD		-
BAN		
Ban	Achilles	195/50 R15
Roda	R15	

BAB 4

HASIL DAN PEMBAHASAN

4.1 Karakteristik Traksi Honda New Jazz RS MT

4.1.1 Hasil Dynotest Honda New Jazz RS MT



Gambar 4. 1 Grafik Power dan torsi terhadap putaran mesin hasil uji *dynotest*

Pada gambar 4.1 terlihat hasil dari pengujian dengan menggunakan alat uji berupa *dynamometer* untuk mengetahui performa dari mesin secara aktual. Sesuai gambar diatas, terlihat nilai dari Tenaga (*Power*) dengan garis biru tipis meningkat mulai dari putaran 929 rpm dengan tenaga 8,09 HP hingga mencapai puncaknya pada putaran 6145 rpm dengan tenaga yang dihasilkan 86 HP. Pada putaran mesin 6159 rpm, tenaga mesin mulai menurun hingga mencapai 46 HP pada putaran 6733 rpm. Sedangkan untuk nilai torsi dengan garis biru tebal menurun lalu berfluktuasi dengan nilai yang stabil tetapi mengalami nilai yang maksimum pada putaran 4570 rpm yaitu 114,44 Nm. Pada putaran 4600 nilai torsi yang dihasilkan menurun hingga putaran

6727 rpm dengan nilai 48,34 Nm. Torsi dan tenaga yang dihasilkan pada *dynotest* ini merupakan torsi pada poros penggerak (Tp) dan tenaga pada poros penggerak (Pp).

Secara teori *trendline* dari grafik hasil *dynotest* tenaga dan torsi mengalami peningkatan yang halus lalu menurun setelah mencapai torsi maksimum dan tenaga maksimum pada rpm tertentu seperti gambar 2.14 sesuai data yang diperoleh dari katalog Honda New Jazz RS MT. Namun hasil eksperimen, terjadi *trendline* yang berfluktuasi pada torsi dan tenaga yang dihasilkan.

Dengan adanya perbedaan ini faktor – faktor seperti *human error*, kondisi lingkungan, dan lain – lainnya bisa menjadi penyebabnya. Tetapi dengan adanya data acuan, yaitu spesifikasi dari kendaraan tersebut maka perhitungan tetap dapat dilakukan dengan katalog sebagai data pembanding agar tidak jauh melenceng dari performa *standard* yang dimiliki oleh kendaraan tersebut.

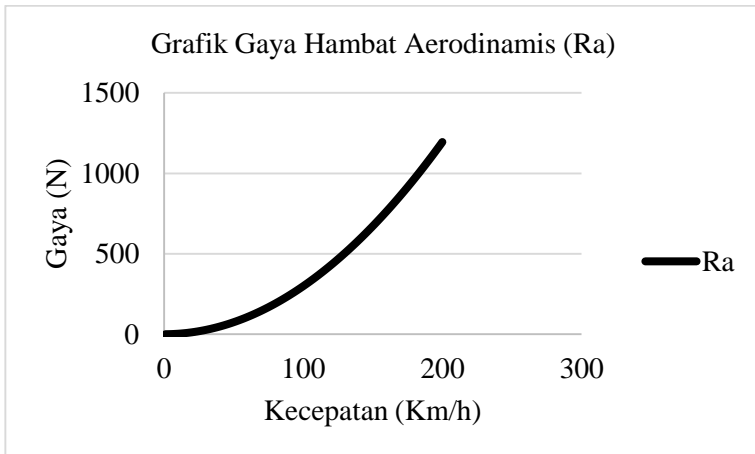
4.1.2 Perhitungan Gaya Hambat Aerodinamis

Sesuai dengan dasar teori yang ada gaya hambat aerodinamis dapat diperoleh dengan perumusan $R_a = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot Cd \cdot Af \cdot V_a^2$, dimana massa jenis fluida (ρ) sebesar 1,15 kg/m³, *Coefficient of Drag* (Cd) sebesar 0,36 didapatkan dari spesifikasi kendaraan, luas penampang kendaraan (Af) sebesar 1,87 m² didapatkan dengan cara menggambar penampang kendaraan dan kecepatan kendaraan (Va) divariasikan dari 0 km/jam – 200 km/jam dan dikonversikan ke satuan m/s. Terdapat contoh perhitungan dibawah dengan kecepatan 10 km/jam atau 2,777m/s sebagai berikut,

$$R_a = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot Cd \cdot Af \cdot V_a^2$$

$$R_a = \frac{1}{2} \cdot 1,15 \cdot 0,36 \cdot 1,87 \cdot 2,277^2 = 2,98 \text{ N}$$

Setelah melakukan perhitungan dengan variasi kecepatan dari 0 km/jam – 200 km/jam diperoleh gaya hambat aerodinamis lalu diplot hingga menjadi seperti grafik dibawah ini.

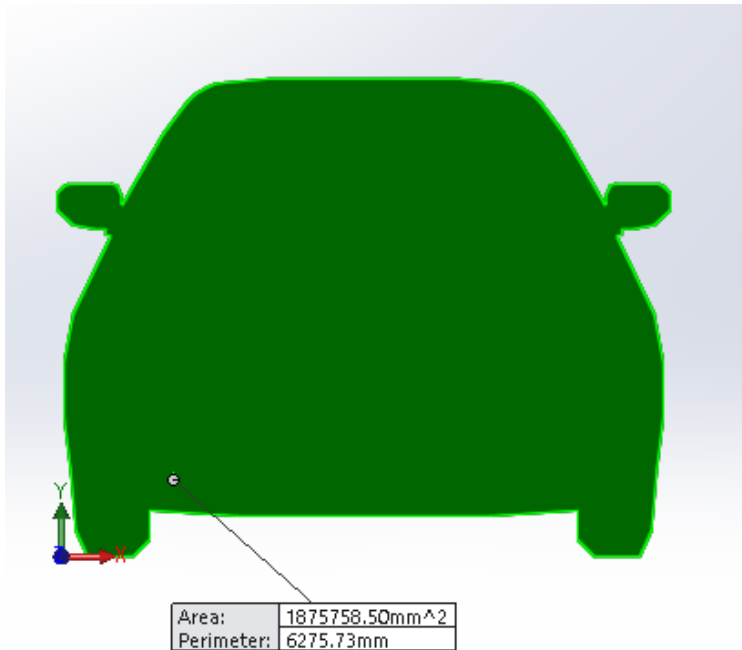


Gambar 4. 2 Grafik gaya hambat aerodinamis (Ra)

Pada gambar 4.2 terlihat hasil perhitungan dari gaya hambat aerodinamis berbanding dengan kecepatan kendaraan saat melaju di jalan yang disajikan dalam bentuk grafik. Terlihat garis hitam merupakan besaran gaya dari gaya hambat aerodinamis yang terjadi pada Honda New Jazz RS MT. *Trendline* yang terlihat meningkat seiring dengan kecepatan kendaraan yang meningkat sesuai dengan teori yang ada. Dimulai dari kecepatan 0 km/jam dengan gaya hambat aerodinamis sebesar 0 N lalu meningkat hingga 1194,7 N saat kecepatan 200km/jam.

Sesuai perumusan 2.19 dimana gaya hambat aerodinamis dipengaruhi oleh densitas dari fluida yang dilalui, dimana fluida yang dilalui adalah udara yang mempunyai densitas (ρ) sebesar 1.15 kg/m^3 . Selain densitas fluida, *Coefficient Drag* (C_d) juga

mempengaruhi gaya hambat aerodinamis dari suatu kendaraan yang nilainya didapat dari spesifikasi kendaraan. Selain itu, luasan bagian depan kendaraan atau *area frontal* (A_f) dapat mempengaruhi dan dapat dihitung melalui bantuan *software* CAD sehingga diketahui luasnya sebesar $1,87 \text{ m}^2$ sesuai gambar 4.3. Faktor lain yang akan mempengaruhi adalah kecepatan (V_k) dari kendaraan tersebut dimana akan divariasikan dari 0 km/jam hingga 200 km/jam tetapi pada perhitungan satuan yang dipakai adalah m/s.



Gambar 4. 3 Luas area frontal

Dari gambar 4.2, terlihat trendline dari grafik gaya hambat aerodinamis sesuai dengan teori dimana seiring bertambahnya

kecepatan kendaraan itu melaju maka semakin meningkat gaya hambat aerodinamis yang ditimbulkan.

4.1.3 Perhitungan Gaya Hambat *Rolling*

Sesuai dengan dasar teori yang ada gaya hambat aerodinamis dapat diperoleh dengan perumusan $R_r = f_r \cdot W$ dimana f_r didapatkan dengan perumusan $f_r = f_0 + f_s \left(\frac{V}{100}\right)^{2.5}$. Pada Perhitungan ini nilai f_0 sebesar 0,01 dan f_s sebesar 0,005 karena tekanan ban yang digunakan sebesar 30 Psi sesuai dengan gambar 2.7 dan nilai kecepatan (v) divariasikan dari 0 km/jam – 200 km/jam. Setelah nilai dari f_r diketahui, lalu dimasukkan pada perumusan awal dengan berat(W) kendaraan sebesar 10496,7 N. Berikut contoh perhitungan gaya hambat *rolling* pada kecepatan 10 km/jam.

$$f_r = f_0 + f_s \left(\frac{V}{100}\right)^{2.5}$$

$$f_r = 0,01 + 0,005 \left(\frac{10}{100}\right)^{2.5} = 0,01002$$

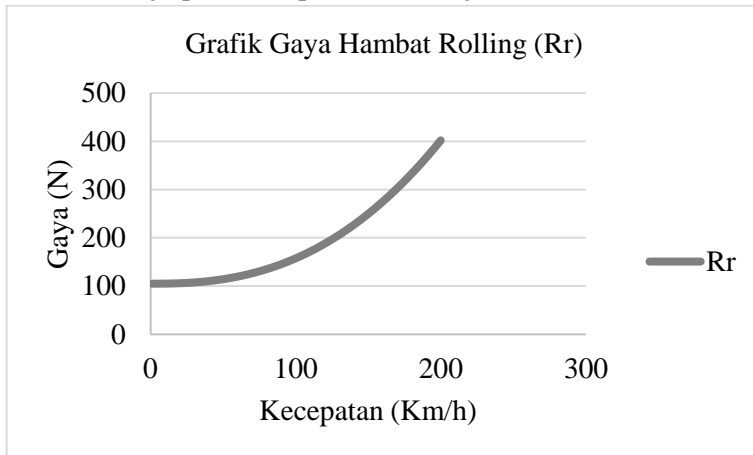
$$R_r = f_r \cdot W$$

$$R_r = 0,01002 \cdot 10496,7 \text{ N} = 105,133 \text{ N}$$

Setelah melakukan perhitungan dengan variasi kecepatan dari 0 km/jam – 200 km/jam diperoleh gaya hambat *rolling* lalu diplot hingga menjadi seperti grafik dibawah ini.

Pada gambar 4.4 terlihat garis abu - abu yang merupakan gaya hambat *rolling* berbanding dengan kecepatan kendaraan itu melaju. Hasil perhitungan disajikan berupa grafik, dimana gaya hambat rolling meningkat seiring dengan kenaikan dari kecepatan kendaraan tersebut melaju. Dimulai pada kecepatan 0 km/jam kendaraan tersebut memiliki gaya hambat *rolling* sebesar 100 N

lalu meningkat secara halus hingga 401,86 N saat kendaraan tersebut melaju pada kecepatan 200 km/jam.



Gambar 4. 4 Grafik gaya hambat *rolling* (Rr)

Sesuai dengan perumusan 2.18 dan 2.17 dimana gaya hambat *rolling* dipengaruhi oleh berat (W) dari kendaraan tersebut dan koefisien *rolling* (fr) kendaraan tersebut. Lalu koefisien *rolling* (fr) dipengaruhi koefisien dari besarnya tekanan ban yang digunakan dapat dilihat pada gambar 2.7 dan juga kecepatan saat kendaraan itu melaju. Tekanan ban yang digunakan sebesar 30 Psi sesuai anjuran dari pabrikan.

Secara teori gambar 4.4 telah sesuai, dimana seiring meningkatnya kecepatan kendaraan tersebut melaju maka gaya hambat *rolling* meningkat pula sesuai perumusan yang ada.

4.1.4 Perhitungan Gaya Dorong Kendaraan Standard Pabrikan

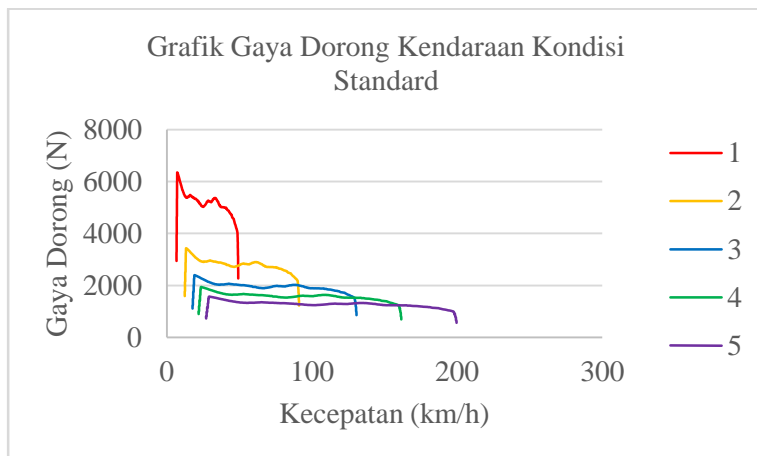
Untuk menghitung gaya dorong sebuah kendaraan dapat menggunakan perumusan sebagai berikut $F_t = \frac{it \cdot ig \cdot Te}{r} \eta_t$. Dimana

F_t merupakan gaya dorong yang dihasilkan oleh kendaraan, i_t merupakan rasio setiap tingkat transmisi, i_g merupakan rasio *final drive gear*, T_e merupakan torsi mesin, r merupakan jari – jari ukuran *velg* dan dikalikan dengan efisiensi transmisi. Berikut contoh perhitungan gaya dorong pada tingkat pertama dengan torsi maksimum yang dihasilkan sesuai hasil *dynotest* dengan kondisi *standard*.

$$F_t = \frac{i_t \cdot i_g \cdot T_e}{r} \eta_t$$

$$F_t = \frac{3,461.4.294.148,91}{0,41} 0,7 = 3811,92 \text{ N}$$

Setelah dilakukan perhitungan gaya dorong pada setiap tingkat transmisi, maka dapat ditampilkan menjadi sebuah grafik seperti dibawah ini.



Gambar 4. 5 Grafik gaya dorong kendaraan kondisi *standard*

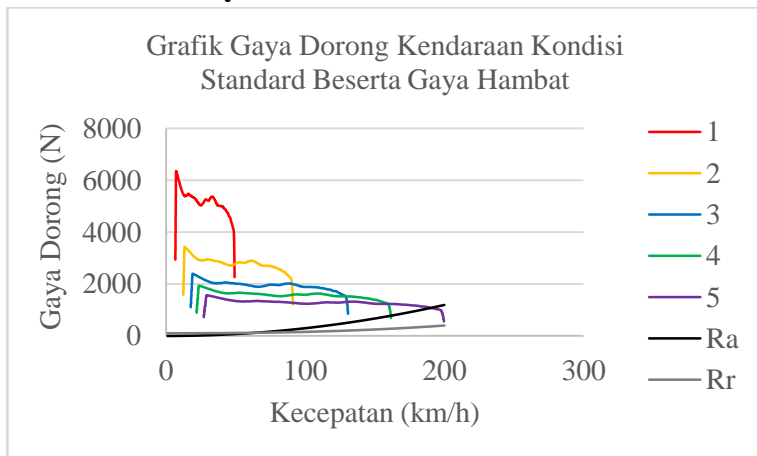
Terlihat pada gambar 4.5 merupakan grafik hasil perhitungan gaya dorong kendaraan pada kondisi *standard* dimana garis merah merupakan gaya dorong transmisi tingkat

pertama, garis kuning merupakan gaya dorong transmisi tingkat kedua, garis biru merupakan gaya dorong transmisi tingkat ketiga, garis hijau merupakan gaya dorong transmisi tingkat keempat dan garis ungu merupakan gaya dorong transmisi tingkat kelima. Pada transmisi tingkat pertama menghasilkan gaya dorong maksimum sebesar 5295 N pada putaran 4570 rpm lalu menurun perlahan tetapi pada rpm tinggi gaya dorong turun secara drastis. Pada transmisi tingkat kedua menghasilkan gaya dorong maksimum sebesar 2880,5 N pada putaran 4570 rpm lalu menurun perlahan. Pada transmisi tingkat ketiga menghasilkan gaya dorong maksimum sebesar 2015,1 N pada putaran 4570 rpm lalu menurun dengan perlahan. Pada transmisi tingkat keempat menghasilkan gaya dorong maksimum sebesar 1630,9 N pada putaran 4570 rpm lalu menurun perlahan. Pada transmisi tingkat kelima menghasilkan gaya dorong maksimum sebesar 1323,5 N pada putaran 4570 rpm lalu menurun perlahan.

Secara teori terdapat perbedaan yang terjadi, yaitu gaya dorong setiap tingkat transmisi pada putaran rendah mempunyai gaya dorong yang lebih besar dibandingkan dengan gaya dorong pada putaran yang menghasilkan gaya dorong maksimum. Secara teori, pada putaran rendah seharusnya gaya dorongnya tidak lebih tinggi dibandingkan dengan putaran yang memiliki torsi dan gaya dorong maksimum sesuai spesifikasi dari pabrikan. Karena sesuai perumusan gaya dorong yaitu persamaan 2.25, gaya dorong dipengaruhi oleh rasio tingkat transmisi, rasio *final drive gear*, torsi mesin, jari – jari roda dan efisiensi transmisi. Faktor – faktor yang mempengaruhi salah satunya adalah torsi mesin dan dari spesifikasi yang didapat torsi mesin maksimum dihasilkan pada putaran 4800 rpm dengan torsi 145 Nm. Oleh karena itu terjadi perbedaan yang signifikan antara spesifikasi dan torsi yang didapat dari *dynotest*.

Dengan adanya perbedaan spesifikasi pabrikan dan hasil *dynotest* berikut perhitungannya maka terdapat beberapa faktor yang mempengaruhinya. Adapun faktor – faktor yang mempengaruhi antara lain *human error* pada saat pengujian, kondisi kendaraan yang sudah tidak sama dengan spesifikasi pabrikan, kondisi lingkungan sekitar dan perbedaan mesin uji yang digunakan.

4.1.5 Grafik Gaya Dorong Kendaraan Kondisi *Standard* Berserta Gaya Hambat



Gambar 4. 6 Grafik gaya dorong kendaraan kondisi *standard* beserta gaya hambatan

Sesuai dengan penjelasan dari sub bab 4.1.2 sampai sub bab 4.1.4, maka pada grafik ini digabungkanlah seluruh hasil perhitungannya. Dari 3 sub bab tersebut akan membentuk 1 grafik yang dinamakan grafik gaya dorong kendaraan kondisi standard beserta gaya hambatan. Dimana pada gambar 4.6 terlihat gaya dorong kendaraan berpotongan dengan gaya hambatnya, yaitu gaya hambat aerodinamis dari kendaraan tersebut. Garis berwarna

hitam merupakan gaya hambat aerodinamis kendaraan tersebut berpotongan pertama kali dengan garis ungu yang merupakan gaya dorong pada transmisi tingkat kelima. Kedua garis tersebut berpotongan pada kecepatan 183 km/jam. Sedangkan gaya hambat *rolling* dari kendaraan tersebut tidak berpotongan dengan seluruh garis gaya dorong setiap tingkat transmisinya.

Sesuai dengan teori garis hambatan yang berpotongan dengan gaya dorong sebuah kendaraan menghasilkan kecepatan kendaraan tersebut dapat melaju. Pada grafik diatas terlihat gaya hambat aerodinamis berpotongan dengan gaya dorong kendaraan tersebut pada kecepatan 183 km/jam. Oleh karena itu, kendaraan New Honda Jazz RS MT ini dapat melaju dengan kecepatan maksimumnya adalah 183 km/jam dengan spesifikasi *standard* dari pabrikan.

Hasil diatas sudah sesuai dengan teori yang ada dan dapat ditarik kesimpulan bahwa kendaraan tersebut memiliki kecepatan maksimum 183 km/jam. Pada grafik 4.6 sudah menjawab rumusan masalah nomor dua pada tugas akhir ini yaitu mengetahui pengaruh rasio setiap tingkat transmisi lama atau *standard* dari pabrikan terhadap karakteristik traksi yang dihasilkan.

4.2 Redesign Rasio Transmisi dengan Metode Progressi Geometri

Setelah mengetahui bagaimana karakteristik traksi dari kendaraan, maka mulai saatnya untuk memodifikasi atau mendesain ulang rasio transmisi yang ada pada kendaraan agar mencapai parameter yang diinginkan. Parameter yang diinginkan adalah mencapai jarak 201m dengan waktu 10,1 detik. Perhitungan ini menggunakan metode progressi geometri dimana langkah pertama mengambil hasil perhitungan pada pembahasan

4.2. Kedua menghitung kebutuhan gaya yang dibutuhkan kendaraan pada tingkat transmisi ke 1 agar dapat menghasilkan percepatan yang diinginkan. Setelah itu menentukan tingkat transmisi pertama atau rasio gigi pertama. Langkah selanjutnya menentukan kecepatan maksimum untuk mendapatkan gaya dorong pada tingkat transmisi akhir. Setelah itu menentukan tingkat transmisi akhir atau rasio gigi terakhir. Setelah semua langkah diatas dilakukan lalu menentukan banyaknya tingkatan transmisi yang diperlukan beserta rasio setiap tingkatannya.

4.2.1 Parameter Redesign

Setelah melakukan perhitungan pada pembahasan 4.1, maka diperoleh parameter sebagai berikut,

Tabel 4. 1 Parameter

Data	Besaran	Satuan
Jarak (S)	201	m
Waktu (t)	10,1	detik
Torsi Maksimum/RPM (Te)	148,91/ 4570	Nm/ RPM
Tenaga Maksimum/ RPM	64,142/ 6145	kW/ RPM
Kec. Maks. Gigi 1 (V)	50	km/h

Setelah ditentukan parameter yang ingin dicapai seperti tabel diatas, dibutuhkan data pendukung yaitu akselerasi pada tingkat gigi pertama sebagai berikut,

$$P_{max} = Rr.V + \frac{W}{g} . a . V$$

$$64142,35 \text{ Watt} = 114,24 \text{ N} \times 13,889 \frac{m}{s} + \frac{10497 \text{ N}}{9,81 \frac{m}{s^2}} \times$$

$$a \times 13,884 \frac{m}{s}$$

$$a = 4,210 \frac{m}{s^2}$$

4.2.2 Menentukan Rasio Gigi Tingkat 1

Berdasarkan pengalaman pembalap pada gigi pertama rata – rata perpindahan transmisi 1 ke transmisi selanjutnya berpindah pada kecepatan 40 km/jam. Oleh karena itu kecepatan perpindahan gigi 1 ke transmisi selanjutnya ditentukan pada 50 km/jam. Dengan meningkatkan kecepatan, maka akselerasi pun meningkat menjadi 4,210 m/s. Dengan data - data yang ada akan didapatkan gaya dorong yang dibutuhkan pada tingkat transmisi pertama (F_1) sesuai persamaan pada subbab 3.3.4 sebagai berikut,

$$F_1 = \frac{W}{g} \cdot a + Rr + Ra$$

$$F_1 = \frac{10497 N}{9,81 \frac{m}{s^2}} \times 4,210 \frac{m}{s^2} + 114,24 N + 74,67 N = 4694,38 N$$

Dimana W merupakan berat dari kendaraan, g merupakan percepatan gravitasi, a merupakan percepatan yang telah ditentukan pada perhitungan sebelumnya. Nilai Rr diperoleh pada tabel 4.3 saat kecepatan 50 km/jam dan Ra diperoleh pada tabel 4.2 saat kecepatan 50 km/jam. Sehingga didapat gaya dorong yang dibutuhkan pada tingkat transmisi pertama untuk mencapai parameter yang telah ditentukan sebesar 4694,38 N.

Hal yang perlu diperhitungkan pada saat mendesain ulang transmisi suatu kendaraan adalah traksi yang mampu ditahan oleh bidang kontak antara ban dan jalan (aspal). Jika gaya dorong kendaraan melebihi nilai gaya gesek bidang kontak maka akan terjadi slip dimana kendaraan tersebut tidak bergerak dengan kata

lain akan kehilangan waktu beberapa detik. Maka besarnya gaya gesek yang bisa diterima oleh bidang kontak adalah,

$$F_{max} = \mu \cdot W_f = 0,9 \times 7100 \text{ N} = 6390 \text{ N}$$

Pada perhitungan F_{max} , μ yang digunakan adalah aspal kering dengan nilai 0,8 dan W_f sebesar 6420 N. W_f digunakan karena mobil yang digunakan merupakan penggerak roda depan atau Front Wheel Drive (FWD). Hasil perhitungan di atas menunjukkan bahwa F_{max} lebih besar dibandingkan dengan F_1 yang berarti kendaraan tersebut tidak akan slip pada transmisi tingkat pertama. Setelah dipastikan maka lanjut menghitung rasio dari transmisi tingkat pertama.

$$i_1 = \frac{F_1 \cdot r}{T_{e.ig} \cdot \eta_t} = \frac{4694,38 \text{ N} \times 0,4064 \text{ m}}{148,9 \text{ Nm} \times 4,294 \times 0,776} = 3,8515$$

4.2.3 Menentukan Gigi Tingkat Terakhir

Hal – hal yang diperlukan dalam penentuan gigi tingkat terakhir adalah parameter yang telah ditentukan sebelumnya yaitu dengan jarak 201 m kendaraan harus finish dengan waktu 10,1 detik. Oleh karena itu perlu dihitung kecepatan maksimum yang akan dicapai dengan parameter yang telah ditentukan.

$$\begin{aligned} a &= \frac{2 \cdot S}{t^2} = \frac{2 \times 201 \text{ m}}{(10,1 \text{ s})^2} = 3,94 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \\ V_t &= \sqrt{2 \cdot a \cdot S} = \sqrt{2 \times 3,94 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \times 201 \text{ m}} \\ &= 39,797 \frac{\text{m}}{\text{s}} \times \frac{1 \text{ km}}{1000 \text{ m}} \times \frac{3600 \text{ s}}{1 \text{ h}} \\ &= 143,2692 \frac{\text{km}}{\text{h}} \end{aligned}$$

Setelah mendapatkan kecepatan maksimum yang ingin dicapai, maka pada perhitungan kebutuhan gaya dorong maksimum (F_n) pada transmisi tingkat terakhir R_a dan R_r mengambil nilai pada kecepatan 143,2692 km/jam. Nilai R_a dan R_r pada kecepatan 143,2692 km/jam secara berturut – turut sebagai berikut 610,772 N dan 233,307 N. Langkah selanjutnya adalah menghitung gaya dorong maksimum pada tingkat transmisi akhir (F_n) dan rasio transmisi tingkat terakhir (i_n) seperti berikut,

$$F_n = R_r + R_a = 233,307 \text{ N} + 610,772 \text{ N} = 884,079 \text{ N}$$

$$i_n = \frac{F_n \cdot r}{T_{e.ig} \cdot \eta_t} = \frac{884,079 \text{ N} \times 0,4064 \text{ m}}{148,9 \text{ Nm} \times 4,294 \times 0,776} = 0,724$$

4.2.4 Menentukan Jumlah Tingkat Transmisi

Pada saat menentukan banyaknya tingkat transmisi atau tingkat percepatan menggunakan metode trial and error, dimana nantinya diharapkan menemukan jumlah yang tepat agar sesuai dengan parameter. Pada saat perhitungan dicoba menggunakan jumlah tingkat transmisi mulai dari 3 (tiga) tingkat hingga 5 tingkat.

a. 3 Tingkat Transmisi

$$Kg = \left(\frac{i_n}{i_1} \right)^{\frac{1}{n-1}} = \left(\frac{0,724}{3,851} \right)^{\frac{1}{3-1}} = 0,433$$

Sehingga,

$$i_n = kg \cdot i_{n-1}$$

$$i_2 = 0,433 \times 3,851 = 1,667$$

b. 4 Tingkat Transmisi

$$Kg = \left(\frac{i_n}{i_1}\right)^{\frac{1}{n-1}} = \left(\frac{0,724}{3,851}\right)^{\frac{1}{4-1}} = 0,572$$

Sehingga,

$$i_2 = 0,572 \times 3,8515 = 2,203$$

$$i_3 = 0,572 \times 2,203 = 1,26$$

c. 5 Tingkat Transmisi

$$Kg = \left(\frac{i_n}{i_1}\right)^{\frac{1}{n-1}} = \left(\frac{0,724}{3,851}\right)^{\frac{1}{5-1}} = 0,658$$

Sehingga,

$$i_2 = 0,658 \times 3,8515 = 2,534$$

$$i_3 = 0,658 \times 2,534 = 1,667$$

$$i_4 = 0,658 \times 1,667 = 1,096$$

d. 6 Tingkat Transmisi

$$Kg = \left(\frac{i_n}{i_1}\right)^{\frac{1}{n-1}} = \left(\frac{0,724}{3,851}\right)^{\frac{1}{6-1}} = 0,7158$$

Sehingga,

$$i_2 = 0,7158 \times 3,8515 = 2,757$$

$$i_3 = 0,7158 \times 2,757 = 1,973$$

$$i_4 = 0,7158 \times 1,973 = 1,412$$

$$i_5 = 0,7158 \times 1,412 = 1,01$$

e. 7 Tingkat Transmisi

$$Kg = \left(\frac{i_n}{i_1}\right)^{\frac{1}{n-1}} = \left(\frac{0,724}{3,851}\right)^{\frac{1}{7-1}} = 0,7568$$

Sehingga,

$$i_2 = 0,7568 \times 3,8515 = 2,915$$

$$i_3 = 0,7568 \times 2,915 = 2,206$$

$$i_4 = 0,7568 \times 2,206 = 1,669$$

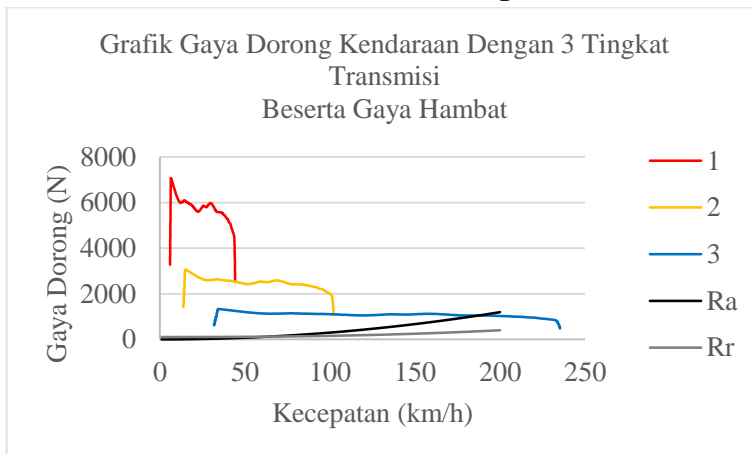
$$i_5 = 0,7568 \times 1,669 = 1,263$$

$$i_6 = 0,7568 \times 1,263 = 0,955$$

4.3 Pembahasan Grafik Karakteristik Traksi Hasil Redesign Dengan Final Drive Gear Standard

Pada bab 4.2 didapatkan hasil perhitungan redesign jumlah tingkat transmisi agar sesuai dengan parameter yang telah ditetapkan. Lalu hasil yang didapatkan adalah 3, 4, 5, 6 dan 7 tingkat transmisi dengan rasio yang berbeda – beda pada setiap jumlah tingkat transmisinya. Dengan hasil yang sudah didapat, maka akan dibahas pada sub bab dibawah ini.

4.3.1 Grafik Karakteristik Traksi 3 Tingkat Transmisi



Gambar 4. 7 Grafik gaya dorong kendaraan dengan 3 tingkat transmisi berserta gaya hambat

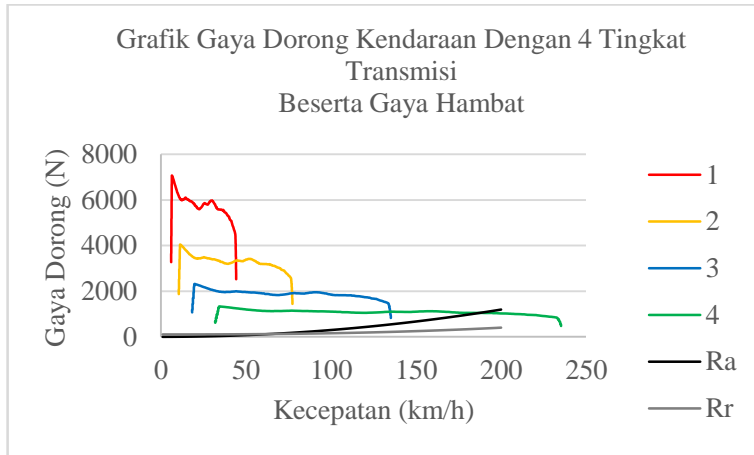
Hasil redesign rasio transmisi dengan menggunakan 3 tingkat transmisi disajikan dalam bentuk grafik diatas. Terlihat

garis merah merupakan nilai dari gaya dorong yang dihasilkan pada tingkat pertama dimana pada tingkat ini bisa mencapai gaya dorong maksimum sebesar 5936,310 N dengan kecepatan 31 km/jam. Lalu pada tingkat kedua dapat mencapai gaya dorong maksimum sebesar 2555,5 N dengan kecepatan 78,82 km/jam. Pada tingkat ketiga meraih gaya dorong maksimum sebesar 1115,9 N dengan kecepatan 158,5 km/jam. Secara umum *trendline* dari gaya dorong setiap tingkat transmisi pada grafik diatas meningkat hingga mencapai RPM maksimumnya, lalu turun lalu berpotongan dengan tingkat selanjutnya.

Pada garis merah, kuning dan biru yang merupakan garis gaya dorong setiap tingkat transmisi dimana terdapat ketidaksesuaian dengan teori yang ada. Bentuk garis seperti diatas sama dengan bentuk garis pada gambar 4.5. Dimana pada gambar 4.5 dijelaskan bahwa ini terjadi akibat faktor – faktor yang mempengaruhi antara lain *human error* pada saat pengujian, kondisi kendaraan yang sudah tidak sama dengan spesifikasi pabrikan, kondisi lingkungan sekitar dan perbedaan mesin uji yang digunakan. Pada saat perpindahan dari tingkat pertama menuju tingkat kedua, terjadi *losses* gaya dorong yang besar pada kendaraan tersebut, terlihat garis merah turun secara drastis untuk berpotongan dengan garis kuning. Lalu di garis biru terdapat garis hitam yang memotong, yang berarti gaya dorong dari kendaraan sudah tidak bisa melawan gaya hambat yang terjadi pada kendaraan tersebut. Oleh karena itu kecepatan maksimum yang bisa dicapai oleh kendaraan tersebut adalah 185 km/jam.

Secara keseluruhan, hasil yang diperoleh dengan 3 tingkat transmisi mempunyai kecepatan maksimum sebesar 185 km/jam, dan memiliki *losses* gaya dorong yang besar dari tingkat pertama menuju tingkat kedua.

4.3.2 Grafik Karakteristik Traksi 4 Tingkat Transmisi



Gambar 4. 8 Grafik gaya dorong kendaraan dengan 4 tingkat transmisi berserta gaya hambat

Pada gambar 4.8 yaitu grafik gaya dorong kendaraan dengan 4 tingkat transmisi beserta gaya hambatnya, menyajikan gaya dorong yang dihasilkan terhadap kecepatan yang dicapai. Pada tingkat pertama yaitu garis merah, mencapai gaya dorong maksimum sebesar 6179,9 N dengan kecepatan 31 km/jam. Lalu pada tingkat kedua yaitu garis kuning, mencapai gaya dorong maksimum sebesar 3452,6 N dengan kecepatan 55 km/jam. Pada tingkat ketiga yaitu garis biru, mencapai gaya dorong maksimum sebesar 2000 N dengan kecepatan 92 km/jam. Terakhir pada tingkat keempat yaitu garis hijau, meraih gaya dorong maksimum sebesar 1154 N dengan kecepatan 158 km/jam.

Secara keseluruhan, mulai dari garis merah, kuning, biru dan hijau mengalami *trendline* yang sama. Dimana akan mulai meningkat pada putaran rendah hingga mencapai gaya dorong maksimumnya di torsi maksimum pada RPM yang lebih tinggi,

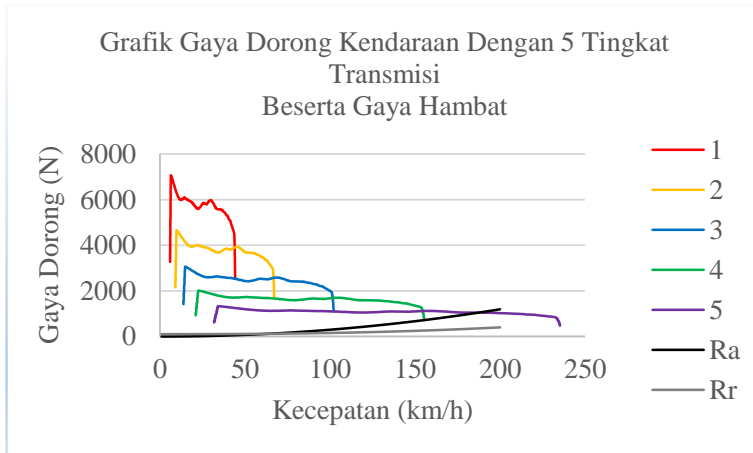
lalu turun sesuai hasil *dynotest* yaitu pada grafik torsinya. Terlihat pada grafik diatas, terlihat garis hitam, yaitu nilai dari hambatan akibat aerodinamis kendaraan tersebut, memotong garis hijau. Perpotongan garis tersebut menyatakan kecepatan maksimum yang bisa dicapai oleh kendaraan tersebut akibat gaya dorong yang dihasilkan oleh kendaraan tersebut tidak dapat melawan gaya hambat yang terjadi pada kendaraan tersebut. Pada garis hijau, kecepatan maksimum yang bisa dicapai oleh kendaraan adalah 190 km/jam.

Terlihat pada grafik diatas, garis hijau yaitu tingkatan terakhir, bisa mencapai kecepatan yang maksimum yaitu 190 km/jam. Pada desain ini, mempunyai hal yang lebih baik dibandingkan dengan 3 tingkat sebelumnya, karena *losses* gaya dorong dari tingkat pertama ke tingkat kedua lebih kecil dibandingkan desain dengan 3 tingkat. Selain itu, terdapat garis yang secara teoritis salah yaitu pada semua tingkat transmisi di putaran rendah. Dimana pada putaran rendah, gaya dorong yang dihasilkan lebih besar dibandingkan dengan gaya dorong pada putaran lebih tinggi dengan torsi maksimumnya. Itu semua dikarenakan faktor – faktor yang telah dibahas pada sub bab 4.1.4.

4.3.3 Grafik Karakteristik Traksi 5 Tingkat Transmisi

Pada gambar 4.9 yaitu grafik gaya dorong kendaraan dengan 5 tingkat transmisi beserta gaya hambatnya, menyajikan gaya dorong yang dihasilkan terhadap kecepatan yang dicapai. Pada tingkat pertama yaitu garis merah, mencapai gaya dorong maksimum sebesar 5868,5 N dengan kecepatan 31 km/jam. Lalu pada tingkat kedua yaitu garis kuning, mencapai gaya dorong maksimum sebesar 3877,5 N dengan kecepatan 47 km/jam. Pada tingkat ketiga yaitu garis biru, mencapai gaya dorong maksimum

sebesar 2945,25 N dengan kecepatan 66 km/jam. Pada tingkat keempat yaitu garis hijau, mencapai gaya dorong maksimum sebesar 1699,5 N dengan kecepatan 103 km/jam. Terakhir pada tingkat kelima yaitu garis ungu, meraih gaya dorong maksimum sebesar 1103,15 N dengan kecepatan 166 km/jam.



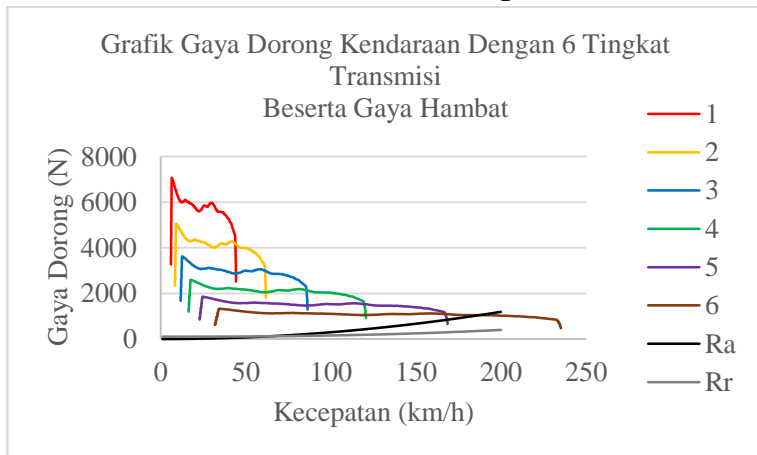
Gambar 4. 9 Grafik gaya dorong kendaraan dengan 5 tingkat transmisi berserta gaya hambat

Secara keseluruhan, mulai dari garis merah, kuning, biru, hijau dan ungu mengalami *trendline* yang sama. Dimana akan mulai meningkat pada putaran rendah hingga mencapai gaya dorong maksimumnya di torsi maksimum pada putaran yang lebih tinggi, lalu turun sesuai hasil *dynotest* yaitu pada grafik torsinya. Terlihat pada grafik diatas, terlihat garis hitam, yaitu nilai dari hambatan akibat aerodinamis kendaraan tersebut, memotong garis hijau dan garis ungu. Perpotongan garis tersebut menyatakan kecepatan maksimum yang bisa dicapai oleh kendaraan tersebut akibat gaya dorong yang dihasilkan oleh kendaraan tersebut tidak dapat melawan gaya hambat yang terjadi

pada kendaraan tersebut. Pada garis hijau, kecepatan maksimum yang bisa dicapai oleh kendaraan adalah 184 km/jam.

Melihat trendline yang terjadi pada grafik diatas, dimana pada garis ungu yaitu tingkatan terakhir, bisa mencapai kecepatan maksimum yaitu 184 km/jam. Walaupun pada kecepatan maksimum tingkat lima lebih rendah dibandingkan desain sebelumnya yaitu 4 tingkat, tetapi desain ini memiliki *losses* gaya dorong yang lebih kecil dibandingkan dua desain sebelumnya. Selain itu, terdapat garis yang secara teoritis salah yaitu pada semua tingkat transmisi di putaran rendah. Dimana pada putaran rendah, gaya dorong yang dihasilkan lebih besar dibandingkan dengan gaya dorong pada putaran lebih tinggi dengan torsi maksimumnya. Itu semua dikarenakan faktor – faktor yang telah dibahas pada sub bab 4.1.4.

4.3.4 Grafik Karakteristik Traksi 6 Tingkat Transmisi



Gambar 4. 10 Grafik gaya dorong kendaraan dengan 6 tingkat transmisi berserta gaya hambat

Pada gambar 4.10 yaitu grafik gaya dorong kendaraan dengan 6 tingkat transmisi beserta gaya hambatnya, menyajikan gaya dorong yang dihasilkan terhadap kecepatan yang dicapai. Pada tingkat pertama yaitu garis merah, mencapai gaya dorong maksimum sebesar 5957,7 N dengan kecepatan 30 km/jam. Lalu pada tingkat kedua yaitu garis kuning, mencapai gaya dorong maksimum sebesar 4162 N dengan kecepatan 44 km/jam. Pada tingkat ketiga yaitu garis biru, mencapai gaya dorong maksimum sebesar 3061 N dengan kecepatan 58 km/jam. Pada tingkat keempat yaitu garis hijau, mencapai gaya dorong maksimum sebesar 2172 N dengan kecepatan 83 km/jam. Pada tingkat kelima yaitu garis ungu, mencapai gaya dorong maksimum sebesar 1553,4 N dengan kecepatan 117 km/jam. Terakhir pada tingkat keenam yaitu garis coklat, meraih gaya dorong maksimum sebesar 1119 N dengan kecepatan 169 km/jam.

Secara keseluruhan, mulai dari garis merah, kuning, biru, hijau dan ungu mengalami *trendline* yang sama. Dimana akan mulai meningkat pada putaran rendah hingga mencapai gaya dorong maksimumnya di torsi maksimum pada putaran yang lebih tinggi, lalu turun sesuai hasil *dynotest* yaitu pada grafik torsinya. Terlihat pada grafik diatas, terlihat garis hitam, yaitu nilai dari hambatan akibat aerodinamis kendaraan tersebut, memotong garis ungu dan garis coklat. Perpotongan garis tersebut menyatakan kecepatan maksimum yang bisa dicapai oleh kendaraan tersebut akibat gaya dorong yang dihasilkan oleh kendaraan tersebut tidak dapat melawan gaya hambat yang terjadi pada kendaraan tersebut. Pada garis coklat, kecepatan maksimum yang bisa dicapai oleh kendaraan adalah 190 km/jam.

Melihat *trendline* yang terjadi pada grafik diatas, rancangan dengan 6 jumlah tingkatan transmisi mampu mencapai kecepatan maksimum sebesar 190 km/jam. Desain ini lebih baik

dibandingkan dengan 3 desain sebelumnya dalam hal *losses* gaya dorong disetiap tingkatnya, karena desain ini memiliki *losses* traksi yang lebih kecil dari 3 desain sebelumnya pada setiap perpindahan tingkat transmisi. Selain itu, terdapat garis yang secara teoritis salah yaitu pada semua tingkat transmisi di putaran rendah. Dimana pada putaran rendah, gaya dorong yang dihasilkan lebih besar dibandingkan dengan gaya dorong pada putaran lebih tinggi dengan torsi maksimumnya. Itu semua dikarenakan faktor – faktor yang telah dibahas pada sub bab 4.1.4.

4.3.5 Grafik Karakteristik Traksi 7 Tingkat Transmisi



Gambar 4. 11 Grafik gaya dorong kendaraan dengan 7 tingkat transmisi beserta gaya hambat

Pada gambar 4.11 yaitu grafik gaya dorong kendaraan dengan 7 tingkat transmisi beserta gaya hambatnya, menyajikan gaya dorong yang dihasilkan terhadap kecepatan yang dicapai. Pada tingkat pertama yaitu garis merah, mencapai gaya dorong maksimum sebesar 5957,7 N dengan kecepatan 30 km/jam. Lalu

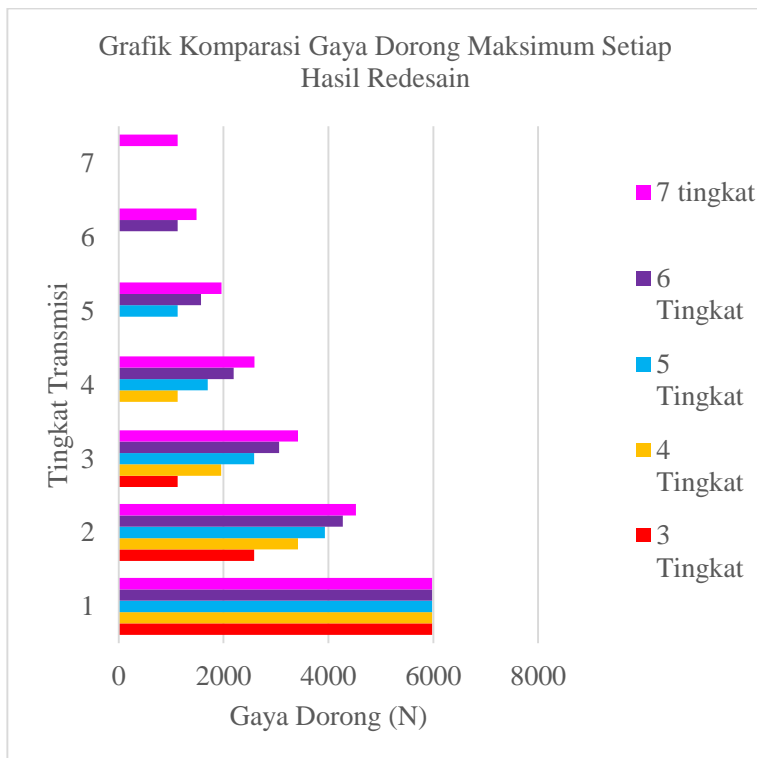
pada tingkat kedua yaitu garis kuning, mencapai gaya dorong maksimum sebesar 4484,7 N dengan kecepatan 40 km/jam. Pada tingkat ketiga yaitu garis biru, mencapai gaya dorong maksimum sebesar 3340,8 N dengan kecepatan 54 km/jam. Pada tingkat keempat yaitu garis hijau, mencapai gaya dorong maksimum sebesar 2581,7 N dengan kecepatan 70 km/jam. Pada tingkat kelima yaitu garis ungu, mencapai gaya dorong maksimum sebesar 2289,39 N dengan kecepatan 91 km/jam. Pada tingkat keenam yaitu garis coklat, mencapai gaya dorong maksimum sebesar 1474,6 N dengan kecepatan 123 km/jam. Terakhir pada tingkat ketujuh yaitu garis pink, meraih gaya dorong maksimum sebesar 1103,1 N dengan kecepatan 166 km/jam.

Secara keseluruhan, mulai dari garis merah, kuning, biru, hijau dan ungu mengalami *trendline* yang sama. Dimana akan mulai meningkat pada putaran rendah hingga mencapai gaya dorong maksimumnya di torsi maksimum pada putaran yang lebih tinggi, lalu turun sesuai hasil *dynotest* yaitu pada grafik torsinya. Terlihat pada grafik diatas, terlihat garis hitam, yaitu nilai dari hambatan akibat aerodinamis kendaraan tersebut, memotong garis coklat dan garis pink. Perpotongan garis tersebut menyatakan kecepatan maksimum yang bisa dicapai oleh kendaraan tersebut akibat gaya dorong yang dihasilkan oleh kendaraan tersebut tidak dapat melawan gaya hambat yang terjadi pada kendaraan tersebut. Pada garis coklat, kecepatan maksimum yang bisa dicapai oleh kendaraan adalah 189 km/jam.

Melihat *trendline* yang terjadi pada grafik diatas, rancangan dengan 7 jumlah tingkatan transmisi mampu mencapai kecepatan maksimum sebesar 190km/jam. Dari keseluruhan hasil redesain desain ini memiliki *losses* traksi yang paling kecil dibandingkan desain lainnya. Selain itu, terdapat garis yang secara teoritis salah yaitu pada semua tingkat transmisi di putaran rendah. Dimana

pada putaran rendah, gaya dorong yang dihasilkan lebih besar dibandingkan dengan gaya dorong pada putaran lebih tinggi dengan torsi maksimumnya. Itu semua dikarenakan faktor – faktor yang telah dibahas pada sub bab 4.1.4.

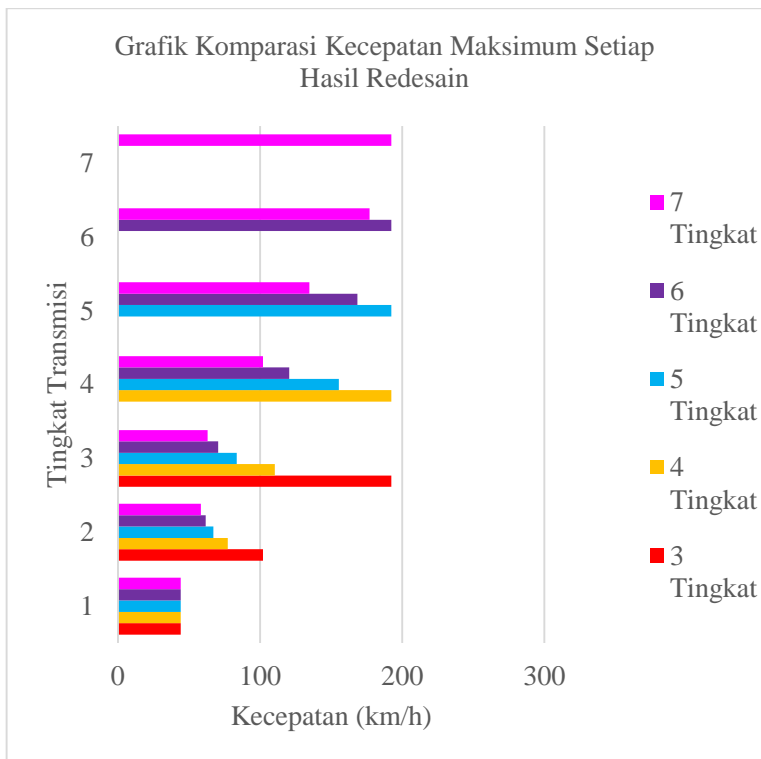
4.3.6 Komparasi Hasil *Redesign* Dengan *Final Drive Gear Standard*



Gambar 4. 12 Grafik komparasi gaya dorong maksimum setiap hasil redesign

Pada lima hasil redesign, mulai dari 3 tingkat transmisi hingga 7 tingkat transmisi mempunyai karakteristik yang berbeda

– beda. Pada lima hasil redesign, tingkat pertama dan terakhir mempunyai karakteristik dan nilai yang sama. Tetapi pada tingkat lainnya memiliki karakteristik traksi yang berbeda – beda. Terlihat pada gambar 4.12 dan 4.13 yang menampilkan karakteristik gaya dorong dan kecepatan maksimum setiap tingkat pada masing – masing hasil redesain. Terlihat pada grafik hasil redesign yaitu gambar 4.6 sampai gambar 4.11, bahwa setiap hasil redesign memiliki karakteristik traksi yang berbeda.



Gambar 4. 13 Grafik komparasi kecepatan maksimum setiap tingkat transmisi

Itu disebabkan oleh berbedanya jumlah tingkat transmisi yang ada dan juga rasio setiap tingkat transmisinya berbeda dengan tingkat yang sama pada setiap hasil redesign. Jika semakin banyak jumlah tingkat transmisinya, maka semakin kecil losses traksi yang terjadi dan begitu sebaliknya. Selain itu semakin banyak jumlah tingkat transmisinya, semakin menurun kecepatan yang dicapai disetiap tingkat transmisi yang sama di masing – masing hasil redesain. Secara keseluruhan, semua hasil redesign tidak mengalami slip pada tingkat pertama, karena gaya dorong yang dihasilkan pada torsi maksimumnya tidak lebih besar dibandingkan dengan gaya maksimal yang mampu ditahan oleh bidang kontakannya. Sub bab ini sudah menjawab rumusan masalah nomor 2 yaitu mengetahui pengaruh rasio setiap tingkat transmisi lama dan *redesign* menggunakan teori progresi geometri terhadap karakteristik traksi yang dihasilkan.

4.4 Hasil Redesign Dengan Memvariasikan *Final Drive Gear*

Sesuai dengan rumusan masalah nomor satu, dimana bertujuan untuk mengetahui pengaruh rasio dari *final drive gear* terhadap karakteristik traksi yang dihasilkan oleh kendaraan tersebut. Oleh karena itu, dipilihlah rasio *final drive gear* yang beredar luas di pasaran dengan spesifikasi untuk olahraga otomotif seperti *drag race* dengan rasio sebagai berikut 4,687; 4,785; 4,923 (JAP Motorsports, 2016). Dengan adanya penambahan variasi, yaitu rasio dari *final drive gear*, maka grafik karakteristik traksi setiap tingkat transmisi akan berubah seiring dengan membesarnya rasio dari *final drive gear*.

Tabel 4. 2 Tabel karakteristik pada setiap *final drive gear*

No	Rasio <i>Final Drive Gear</i>	Ftmax	Fmax	Slip/ No Slip	Pmax	Eff t
----	-------------------------------	-------	------	------------------	------	-------

1	4.294	5975.575	6390	NO SLIP	61153.9	0.70
2	4.687	6289.789	6390	NO SLIP	66750.8	0.76
3	4.785	6658.855	6390	SLIP	68146.5	0.77
4	4.923	6850.898	6390	SLIP	70111.9	0.80

Pada tabel diatas terlihat *final drive gear* dengan berbagai ukuran, lalu F_{max} merupakan gaya dorong maksimum pada torsi maksimum yang dihasilkan oleh mesin, F_{max} merupakan nilai gaya gesek maksimum bidang kontak dan keterangan slip atau tidak kendaraan tersebut, lalu P_{max} merupakan tenaga yang dihasilkan pada putaran mesin 6600 dan $\text{eff } t$ merupakan nilai efisiensi setiap ukuran dari *final drive gear*. Dimana $\text{eff } t$ didapat dari P_{max} dibagi dengan *Power Engine* pada putaran 6600 untuk mendapatkan nilai efisiensi transmisi. Pada tabel 4.5 terlihat bahwa gaya dorong terbeser dihasilkan oleh rasio 4,923 yaitu sebesar 6850,898 N sedangkan gaya dorong terendah dihasilkan oleh rasio 4.294 yaitu sebesar 5975,575 N yang merupakan *final drive gear standard* dari pabrikan. Efisiensi transmisi terkecil dihasilkan dengan ukuran 4,294 sebesar 0,7 dan efisiensi transmisi terbesar dihasilkan dengan ukuran 4,923 sebesar 0.8.

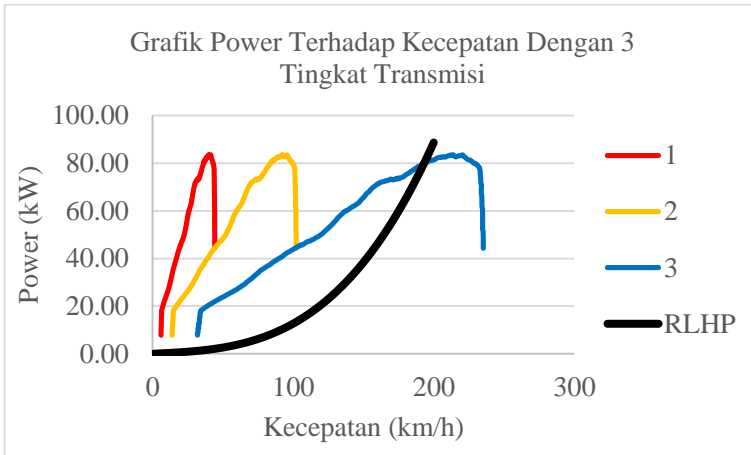
Maka sesuai hasil perhitungan pada tabel 4.2, maka dapat dilihat bahwa semakin membesar rasio *final drive gear* pada sebuah kendaraan, maka semakin membesar gaya dorong yang dihasilkan oleh kendaraan tersebut. Tetapi dengan gaya dorong yang besar belum tentu membuat kendaraan lebih baik. Tetapi perlu diperhatikan beberapa aspek lainnya, salah satunya adalah F_{max} , dimana F_{max} tidak boleh lebih besar dari F_{max} . Jika terjadi, maka kendaraan dengan gaya dorong yang lebih besar dibandingkan dengan F_{max} , maka kendaraan tersebut akan mengalami *Slip*. *Slip* merupakan fenomena dimana kendaraan

tersebut tidak berpindah tempat dan roda penggerak berputar di tempat yang sama dan merupakan efek yang buruk bagi kendaraan dengan membuang – buang waktu. Pada tabel 4.2 terlihat bahwa ukuran 4,785 dan 4,923 mengalami slip, karena F_{tmax} lebih besar dibandingkan dengan F_{max} . Selain itu, pada tabel 4.2 terlihat semakin besar ukuran/ rasio dari *final drive gear* yang digunakan, maka nilai efisiensi transmisi akan meningkat.

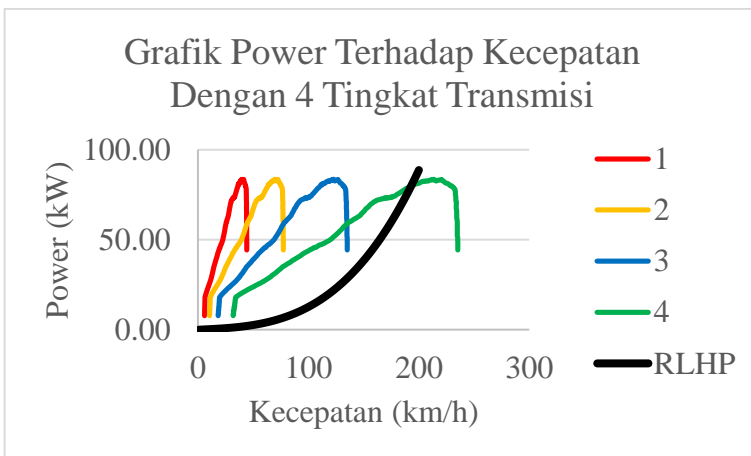
Dengan hasil perhitungan yang ada, direkomendasikan *final drive gear* yang baik untuk kendaraan ini adalah rasio 4,687 dimana ukuran tersebut memiliki gaya dorong paling maksimum dibandingkan ukuran lain yang tidak mengalami fenomena slip. Selain itu dengan ukuran ini, efisiensi transmisi yang dihasilkan akan lebih besar dibandingkan ukuran standardnya. Itu berarti akan memperkecil power losses yang terjadi pada sistem transmisi kendaraan tersebut. Dengan didapatnya nilai efisiensi transmisi pada setiap ukuran *final drive gear* yang dipakai, maka rumusan masalah nomor satu dan tiga sudah terjawab yaitu mengenai bagaimana pengaruh ukuran dari *final drive gear* terhadap karakteristik traksi yang dihasilkan dan nilai efisiensi transmisi kendaraan tersebut.

4.5 Pembahasan Grafik Power Terhadap Kecepatan Pada Setiap Hasil Redesign

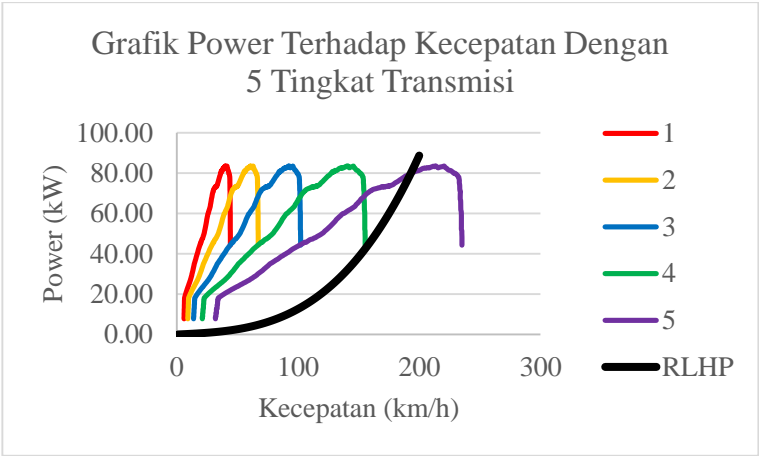
Kelima grafik ini merupakan grafik power terhadap kecepatan yang dihasilkan, dimana warna garis selain hitam merupakan power yang dihasilkan pada setiap tingkat transmisinya. Sedangkan warna hitam merupakan RLHP yaitu Road Load Horsepower, yaitu tenaga yang diperlukan oleh kendaraan ketika melaju di jalan. RLHP didapatkan dari hasil penjumlahan hambatan aerodinamis (R_a) dan hambatan rolling (R_r) dikalikan dengan kecepatan kendaraan tersebut.



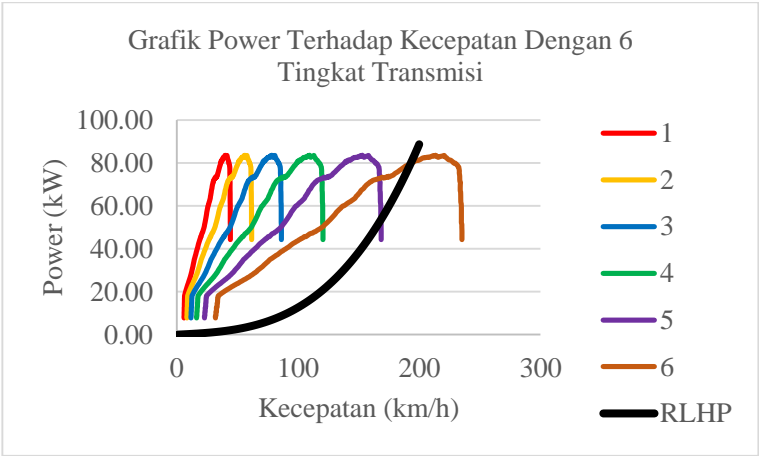
Gambar 4. 14 Grafik power terhadap kecepatan dengan 3 tingkat transmisi



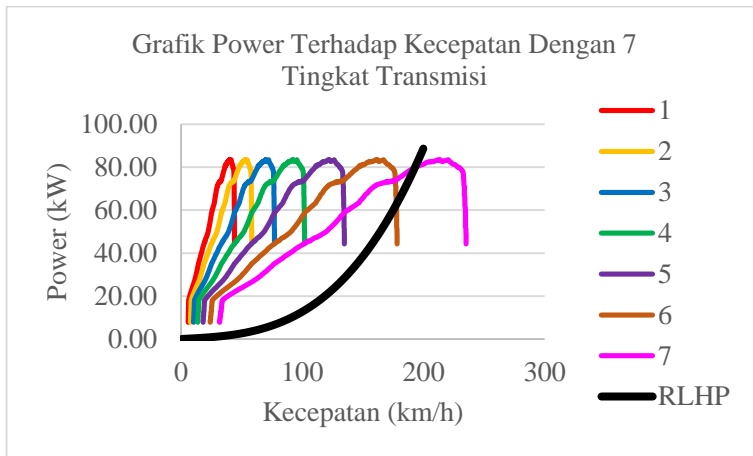
Gambar 4. 15 Grafik power terhadap kecepatan dengan 4 tingkat transmisi



Gambar 4. 16 Grafik power terhadap kecepatan dengan 5 tingkat transmisi



Gambar 4. 17 Grafik power terhadap kecepatan dengan 6 tingkat transmisi



Gambar 4. 18 Grafik power terhadap kecepatan dengan 7 tingkat transmisi

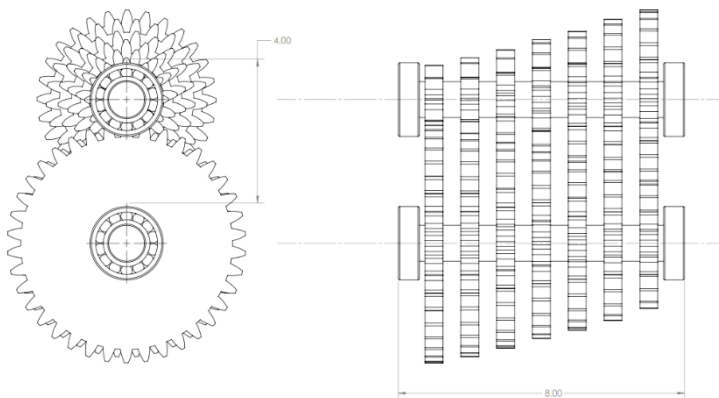
Karakteristik dari setiap desain tingkat transmisi terhadap power yang dihasilkan mempunyai nilai yang sama dengan grafik karakteristik traksi kendaraan pada setiap tingkat transmisi beserta gaya hambatnya. Contohnya pada gambar 4.14 memiliki kecepatan maksimum yang bisa dicapai sebesar 190 km/jam dimana nilai tersebut sama dengan gambar 4.7 menegaskan memiliki kecepatan maksimum sebesar 190 km/jam. Begitu pula terjadi pada gambar lainnya, yang akan memiliki karakteristik yang sama pada gambar sebelumnya pada sub bab 4.3.

Secara keseluruhan grafik power terhadap kecepatan pada setiap tingkat transmisi memiliki karakteristik yang sama pada grafik yang ada pada sub bab 4.3 dari segi kecepatan maksimum yang bisa dicapai dan tenaga yang diperlukan oleh kendaraan tersebut.

4.6 Gambar Hasil Redesain

Tabel 4. 3 Tabel hasil redesain dengan 7 tingkat transmisi

Transmisi	Rasio	Nt Pinion	Nt Gear
1	3.8515	10	38
2	2.915	12	36
3	2.206	15	33
4	1.669	18	30
5	1.263	21	27
6	0.955	25	24
7	0.724	28	20



Gambar 4. 19 Gambar hasil redesain dengan 7 tingkat transmisi

Terlihat pada gambar 4.19 merupakan gambar teknik dari hasil redesain dengan 7 tingkat transmisi. Pada gambar diatas terlihat 7 pasang gear pinion yang memiliki ukuran atau rasio berbeda – beda sesuai hasil perhitungan pada bab sebelumnya. Mulai dari kiri gambar tampak samping merupakan pasangan tingkat pertama, lalu kedua hingga paling kanan merupakan tingkat akhir yaitu ketujuh. Gambar ini menggunakan batasan –

batasan yaitu memakai poros yang sama dengan gearbox lama, sehingga diperoleh jarak antara titik pusat poros satu dengan lainnya berjarak 4 inch lalu panjang poros 8 inch.

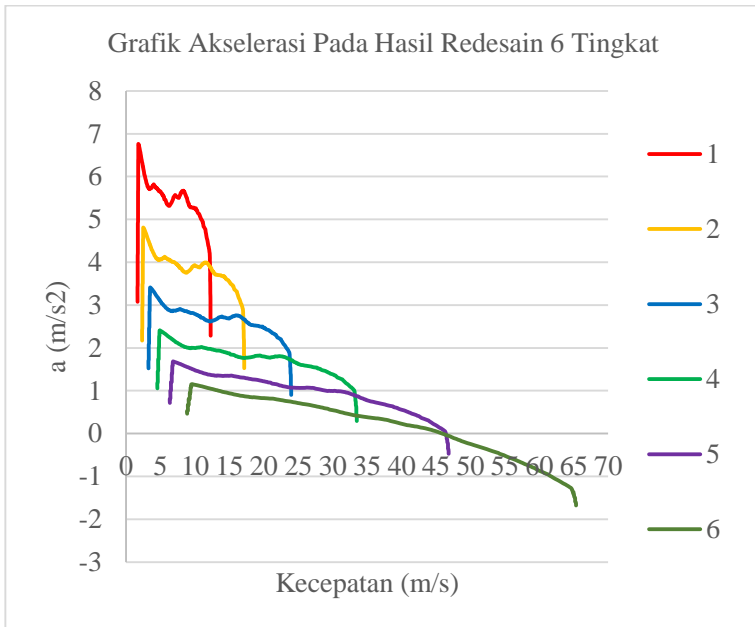
Setelah digambar, ternyata dengan jumlah 7 tingkat transmisi pada ukuran *gearbox* yang lama ruang dan kapasitasnya tidak cukup atau sempit. Terlihat bearing sangat berhimpit dengan pasangan gear dan pinion di setiap ujung poros, selain itu jarak antar pasangan gear dan pinion sempit. Karena pada ruang kosong antara pasangan gear dan pinion tersebut akan dipasangkan tuas pemindah transmisi.

Sehingga dapat disimpulkan, jika menggunakan *gearbox* yang lama dapat dipastikan dengan jumlah 7 tingkat transmisi tidak cukup, tetapi jumlah lainnya atau hasil redesain lainnya cukup yaitu 3 sampai 6 tingkat transmisi.

4.7 Rekomendasi Setelan

Setelah membahas mulai dari hasil pengujian *dynotest* yaitu subbab 4.1 hingga membahas karaktersitik masing – masing hasil redesign, maka diperoleh kesimpulan setelan yang cocok untuk kejuaraan *dragrace* dengan lintasan 201 m dan target waktu 10,1 detik. Pertama jumlah tingkatan yang digunakan adalah 6 tingkat, karena memiliki *losses* traksi yang paling kecil disetiap tingkatnya diantara hasil redesain lainnya dan memiliki gaya dorong yang lebih besar disetiap tingkatnya diantara hasil redesain lainnya. Selain itu hasil redesain 6 tingkat cukup jika menggunakan ruang *gearbox* yang lama. Kedua *final drive gear* yang disarankan adalah rasio 4,294 atau 4,687 karena F_{tmax} tidak lebih besar dibandingkan dengan F_{max} dari aspal agar tidak terjadi fenomena slip yang merupakan efek buruk pada kejuaraan *dragrace*. Untuk lebih menyatakan bagaimana catatan waktu

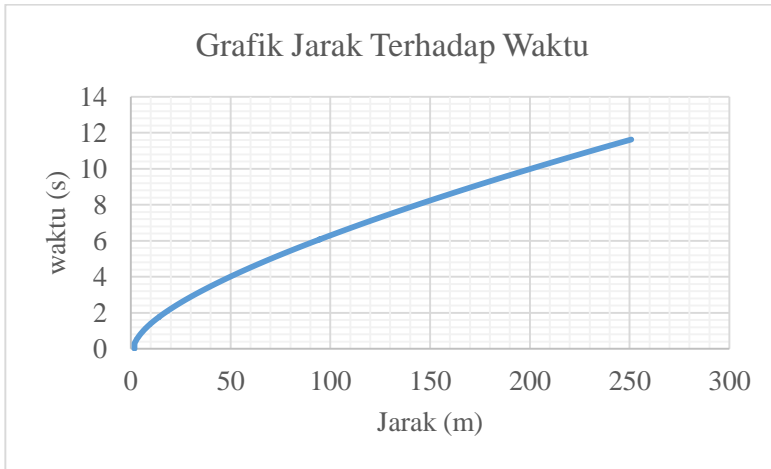
yang dihasilkan dengan menggunakan hasil redesain 6 tingkat dapat dilihat pada gambar 4.20 dan 4.21.



Gambar 4. 20 Grafik akselerasi pada hasil redesain 6 tingkat

Pada gambar 4.20 menjelaskan besaran kecepatan yang baik untuk berpindah gigi atau berpindah tingkat agar gaya dorong yang hilang tidak terlalu besar. Contoh pergantian dari tingkat pertama menuju tingkat kedua disarankan untuk memindahkan transmisi tepat dimana garis merah dan kuning berpotongan, karena pada titik itu garis kuning memiliki percepatan yang paling besar dibandingkan titik lainnya pada garis kuning, kecuali diawal karena merupakan *error* dari nhasil pengujian *dynotest*.

Setelah itu, dengan menggunakan dasar teori gerak lurus berubah beraturan, maka diperoleh gambar 4.21.



Gambar 4. 21 Grafik Jarak Terhadap Waktu

Terlihat pada gambar 4.21 bahwa dengan rekomendasi setelan yang digunakan Honda New Jazz RS MT mampu meraih 201 m dengan catatan waktu 10,08 detik. Oleh karena itu, rekomendasi setelan telah memenuhi parameter yang telah ditentukan sebelumnya. Pada sub bab ini telah menjawab rumusan masalah nomor 4 yaitu bagaimana pengaruh hasil redesain pada kejuaraan *dragrace*. Selain itu subbab ini bertujuan untuk memprediksi hasil kompetisi nanti, setelah itu didapatkan setelan yang baik untuk kompetisi nanti agar mobil ini bisa menjadi juara pada kejuaraan nanti.

BAB 5

KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan

Setelah menganalisis hasil perhitungan dan juga pembahasan, maka diperoleh kesimpulan dari tugas akhir ini yaitu:

1. Pengaruh rasio *final drive gear* terhadap karakteristik traksi dari kendaraan New Honda Jazz adalah ketika rasio dari *final drive gear* meningkat, maka gaya dorong yang dihasilkan oleh kendaraan akan membesar juga. Tetapi dalam aspek pemilihan *final drive gear* perlu diperhatikan hal – hal lainnya, yaitu kemampuan dari bidang kontak kendaraan tersebut. Ketika gaya dorong yang dihasilkan lebih besar dibandingkan dengan kemampuan dari bidang kontak, maka kendaraan tersebut akan mengalami slip, yaitu mobil tidak berpindah tempat ketika roda pernggerak berputar.
2. Karakteristik traksi mulai dari 3 tingkat transmisi hingga 7 tingkat transmisi mempunyai karakteristik yang berbeda – beda. Pada lima hasil redesign, tingkat pertama dan terakhir mempunyai karakteristik dan nilai yang sama. Tetapi pada tingkat lainnya memiliki karakteristik traksi yang berbeda – beda. Jika semakin banyak jumlah tingkat transmisinya, maka semakin kecil losses traksi yang terjadi dan begitu sebaliknya. Selain itu semakin banyak jumlah tingkat transmisinya, semakin menurun kecepatan yang dicapai disetiap tingkat transmisi yang sama di masing – masing hasil redesign
3. Semakin membesar rasio *final drive gear* pada sebuah kendaraan, maka semakin membesar gaya dorong yang dihasilkan oleh kendaraan tersebut. Tetapi dengan gaya dorong yang besar belum tentu membuat kendaraan lebih baik.

Tetapi perlu diperhatikan beberapa aspek lainnya, salah satunya adalah F_{max} , dimana F_{tmax} tidak boleh lebih besar dari F_{max} . Jika terjadi, maka kendaraan dengan gaya dorong yang lebih besar dibandingkan dengan F_{max} , maka kendaraan tersebut akan mengalami *Slip*. Pengaruh redesain setiap tingkat transmisi dan rasio *final drive gear* terhadap efisiensi transmisi adalah seiring meningkatnya ukuran/ rasio dari *final drive gear*, maka efisiensi transmisi dari kendaraan meningkat pula.

4. Jumlah tingkatan yang digunakan adalah 6 tingkat, karena memiliki *losses* traksi yang paling kecil disetiap tingkatnya diantara hasil redesain lainnya dan memiliki gaya dorong yang lebih besar disetiap tingkatnya diantara hasil redesain lainnya. Selain itu hasil redesain 6 tingkat cukup jika menggunakan ruang *gearbox* yang lama. Kedua *final drive gear* yang disarankan adalah rasio 4,294 atau 4,687 karena F_{tmax} tidak lebih besar dibandingkan dengan F_{max} dari aspal agar tidak terjadi fenomena slip yang merupakan efek buruk pada kejuaraan *dragrace*. Dengan rekomendasi setelan yang digunakan, Honda New Jazz RS MT mampu meraih 201 m dengan catatan waktu 10,08 detik

5.2 Saran

Setelah dilakukannya analisi pada tugas akhir ini terdapat beberapa saran untuk membuat tugas akhir ini lebih baik antara lain:

1. Selain memvariasikan rasio pada setiap tingkat transmisi dan juga *final drive gear* terdapat beberapa aspek lain yang dapat membuat performa kendaraan ini lebih baik yaitu ban, ukuran velg, sistem suspensi, body dan chassis. Jika bagian tersebut

bisa ditinjau lebih mendalam, maka mobil tersebut performanya akan lebih meningkat.

2. Pada saat pengujian *dynotest*, diusahakan agar hasil pengujiannya baik, tanpa *error* atau *noise*.

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

DAFTAR PUSTAKA

- Bertsche, B., Naunheimer, H., Novak, W., & Ryborz, J. (1994). *Automotive Transmissions Fundamentals, Selection, Design and Application Second Edition*. German: Springer.
- Budynas, R., & Nisbett Keith, J. (2011). *Shigley's Mechanical Engineering Design, Ninth Edition*. America: McGraw-Hill.
- D. Deutchman, A., Walter J, M., & Charles E, W. (1957). *Machine Design*. New York: Macmillan Publishing Co., Inc.
- eagletransmission. (2016). *Schaeffler E-Clutch – Changing the Way for Manual Transmission Vehicles*. Retrieved 2016, from <http://www.eagletransmission.com/>: <http://www.eagletransmission.com/10-news-cat/196-schaeffler-e-clutch-changing-the-way-for-manual-transmission-vehicles>
- Ferry, K. (2016). *Kejurnas Dragrace Seri 1 Surabaya 2016 Kenjeran-Jawa Timur*. Retrieved 2016, from imijatim.or.id: <<http://imijatim.or.id/2016/04/19/kejurnas-dragrace-seri-1-surabaya-2016.html>>
- Ford America. (1960). *Manual Transmission & Drive line Handbook Service Ford America*. Ford America.
- Halliday, D., Resnick, R., & Walker, J. (2011). *Fundamental Of Physic*. New Jersey: John Wiley & Sons, Inc.
- Hogerwerf, R. (2015). *Dynostar Catalog Book. Dynostar RC3300 MK2*. Netherlands.
- Ikatan Motor Indonesia. (2016). *Regulasi Mobil*. Retrieved 2016, from <http://www.imi.co.id/>: <http://www.imi.co.id/olahraga/regulasi-mobil>

- JAP Motorsports. (2016). *MFactory Final Drive Gear Pro Series*. Retrieved 2016, from <http://www.japmotorsport.net/http://www.japmotorsport.net/mfactory-final-drive-gear-pro-series-honda-acura-kseries-k20-k24-ep3-dc5-fg2-fa5-tsx.html>
- Kadjik, G., & Ligterink, N. (2012). *Road Load Determination Of Passenger Cars*. The Netherlands: TNO.
- PT Honda Prospect Motor. (2010). **Brosur Honda New Jazz 2010**. Jakarta Utara, Jakarta, Indonesia: HPM.
- Sutantra, I., & Sampurno, B. (2010). *Teknologi Otomotif Edisi 1 Institut Teknologi Sepuluh Nopember*. Surabaya: Guna Wi
- Taborek, J. (1957). *Mechanic of Vehicles*. Ohio: Penton Publishing Co.
- Wardana, N. (2016). **Analisis Karakteristik Traksi Serta Redesign Rasio Transmisi Mobil Toyota Fortuner 4.0 V6 SR (AT 4X4)**. 74.
- Wibowo, N. (2016). **Peningkatan Karakteristik Traksi Pada Mobil Formula Sapuangin Speed 3**. 72.

BIODATA PENULIS



I Putu Gede Jaya Laksana anak pertama dari dua bersaudara, lahir di Denpasar pada tanggal 3 Mei 1994. Putra dari pasangan Bapak I Wayan Sastra dan Ibu Suciati. Berlatar pendidikan di SD Negeri 31 Dangin Puri Denpasar (2000-2006), SMP Negeri 1 Denpasar (2006-2009), SMA Negeri 4 Denpasar (2009-2012). Menempuh pendidikan Sarjana Teknik Mesin di Institut Teknologi Sepuluh

Nopember (ITS).

Penulis semasa kuliah aktif berorganisasi di Mesin ITS Autosport sebagai anggota lalu menjadi Kepala Divisi Public Relation dan pernah menjadi koordinator acara, publikasi dokumentasi dan *sponsorship*. Selain di Mesin ITS Autosport, penulis aktif berorganisasi di Tim Pembina Kerohanian Hindu – ITS departemen PSDM, Tim Pembina pada Kegiatan Bina Dharma TPKH-ITS dan Ketua TPKH Games 2014. Selain berorganisasi penulis aktif magang di berbagai perusahaan untuk menambah pengalaman menjadi seorang “*engineer*”. Pada tahun 2015 berkesempatan untuk magang di PT. Toyota Motor Manufacturing Indonesia selama 3 bulan, lalu pada tahun 2016 di PT. Unilever Indonesia Surabaya dan di PT. Pertamina Geothermal Energy. Selain itu semasa kuliah penulis pernah menorehkan prestasi menjadi juara 1 pada Mechanical Entrepreneur Competition 2016.

Selama hidup penulis berpegang teguh dengan konsep Tri Hita Karana yaitu tiga penyebab terciptanya kebahagiaan dimana selama hidup kita harus menjaga hubungan yang baik sesama manusia, alam sekitar dan Tuhan Yang Maha Esa agar tercipta kebahagiaan yang sejati. Untuk informasi lebih lanjut mengenai tugas akhir ini dapat menghubungi melalui email iptgdjayalaksana@gmail.com.

“Halaman ini sengaja dikosongkan”